B 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

1

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVIII • Nr. 1 • IANUARIE 1966

Livrează:

ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

fabrica de
rulmenți-bîrlad
FRB
MADE IN RUMANIA

rulmenți de diferite forme constructive
și de dimensiuni tipizate

E 3279

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

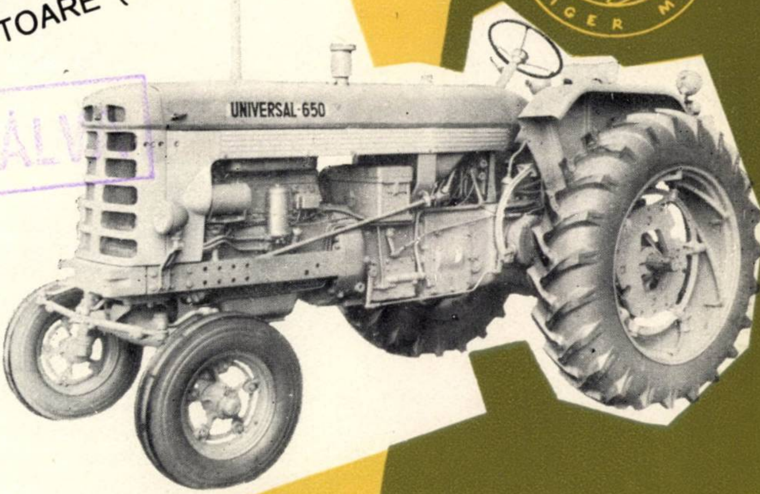
produce:

U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP
- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965

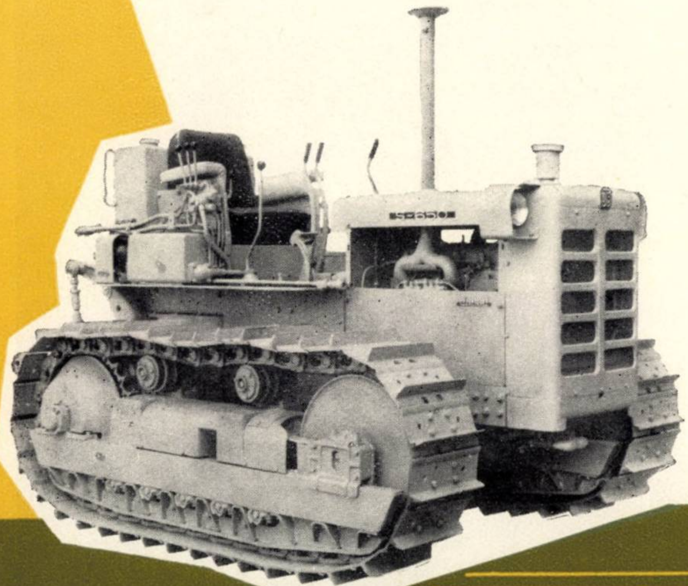


REFERÁLVA

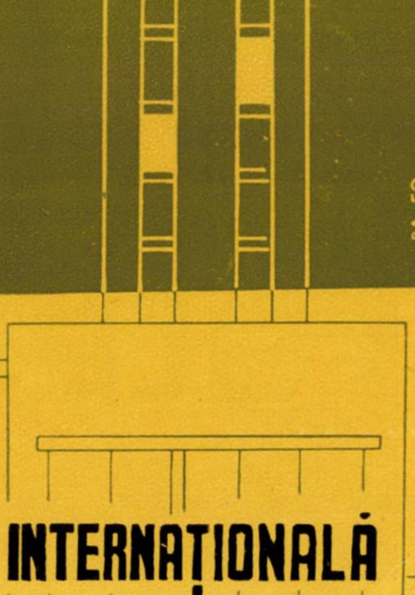
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ŞENILE DE 65 CP



MOTOARE DIESEL

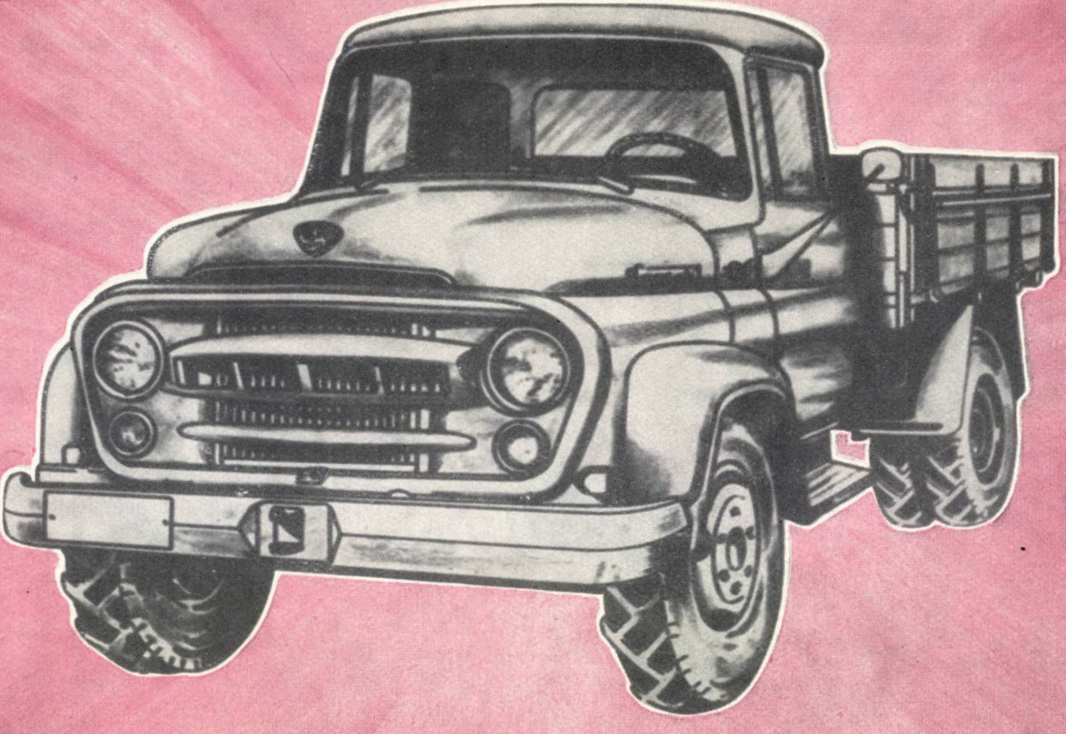


BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

SR

carpați
bucegi



- manevrabilitate ușoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort

- puterea:	- Sarcina utilă:	- consum la 100 km:
140 CP	3 T - SR-131	25 l - SR-131
	5 T - SR-113	28 l - SR-113

Uzinele de autocamioane

steagul roșu

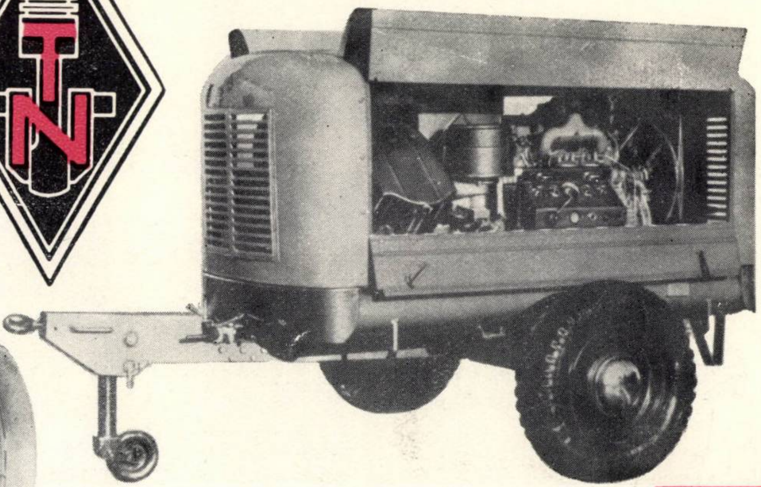
Brașov - Strada Poenelor 5 * Telefon 16310

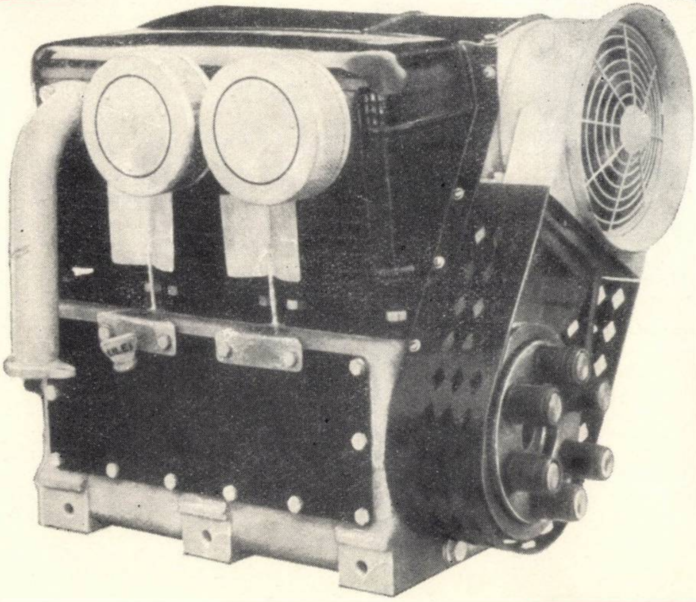
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

bucureşti

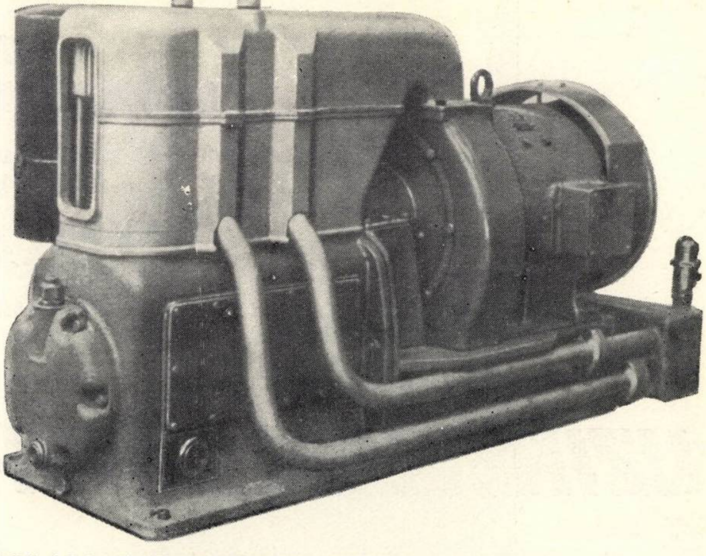
execută şi livrează în ţară
şi străinătate
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON





pentru :

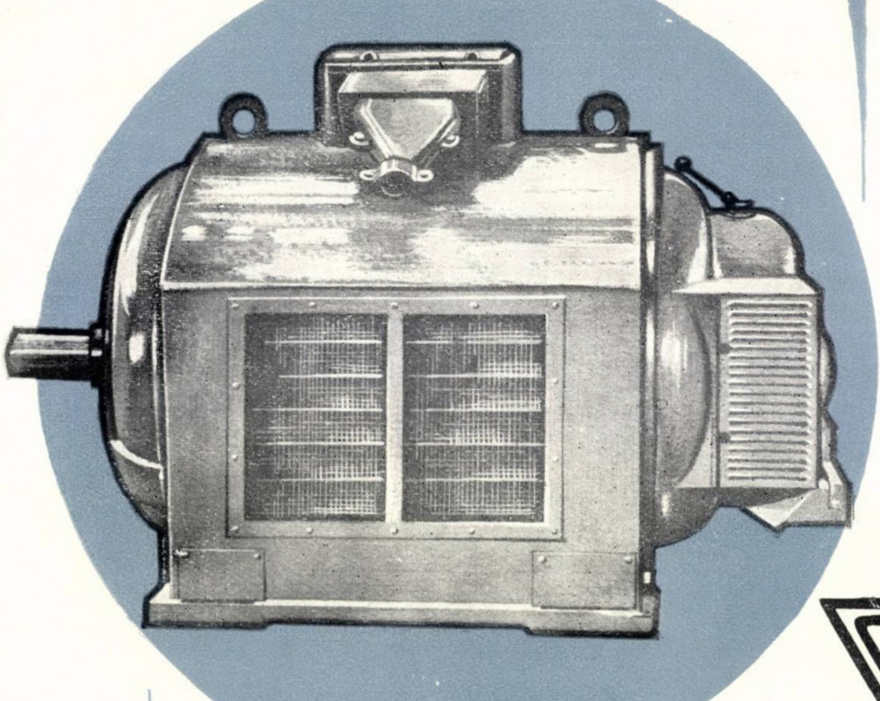
- *locomotive*
- *instalaţii petroliere*
- *excavatoare*
- *troleibuze*
- *şantiere*
- *vopsitorii*
- *automatizări etc.*



La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum şi pentru orice problemă legată de compresoare

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI TIMPURI NOI

orice acţionare electrică
în care funcţionează un motor
fabricat de **ELECTROPUTERE**
este o acţionare sigură



MOTOARE ELECTRICE
ASINCRONE ŞI SINCRONE

de uz general sau special
100-1000 kW 500-1500 rot/min
tensiune joasă sau 6 kW
cu aparatajul de pornire
şi comandă respectiv

livrează

UZINELE ELECTROPUTERE CRAIOVA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, IANUARIE 1966, Nr. 1

CUPRINS

MARINESCU, M.: **Industria construcţiilor de maşini în primul an al cincinalului** 1

MĂRDĂRESCU, R. şi ABĂITĂNCEI, D.: **Metode grafice pentru determinarea unor mărimi cinematice ale ambielajului motoarelor cu piston** 3

POSTELNICESCU, M.: **Dimensionarea economică a schimbătoarelor de căldură prin convecţie ale cazanelor de abur** 7

STAN, A.: **Nomograme utile în studiul unei probleme de cuplaj mecanic** 13

DUMITRESCU, A.: **Criterii pentru stabilirea eficacităţii economice a investiţiilor în ramura construcţiilor de maşini** 18

BOBOESCU, N., BOZAN, G. şi NEGREA, V.: **Determinarea caracteristicii de forţă a ventilelor de reglare monoscaun cu difuzor de la turbinele cu abur** 24

DUDIŢĂ, FL.: **Tendinţe noi în construcţia transmisiilor cu articulaţii universale folosite la autovehicule** 29

GUJA, N.: **Realizarea danturii cuţitelor-roată pe maşina de rectificat danturi ZSWZ 315** 37

CROITORU, A. şi STAICU F.: **Realizări în modernizarea maşinilor-unelte la Uzina de pompe-Bucureşti** 42

MOŢOIU, R.: **Oportunitatea automatizării controlului dimensional** 45

PRODUSE NOI ÎN INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI 48

DOCUMENTARE 50

RECENZII 52

CRONICĂ 60

REVISTA REVISTELOR 64

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621(09)

Marinescu, M. : **Industria construcţiilor de maşini în primul an al cincinalului.**

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 1–2

CZ 621.43.011 ; 518.4

Mărdărăscu, R. şi *Abăităncei, D.* : **Metode grafice pentru determinarea unor mărimi cinematice ale ambielajului motoarelor cu piston.**

Se prezintă metodele de determinare grafică pe baza diagramei bicentrice a acceleraţiei şi deplasării pistonului la mecanismul bielă-manivelă dezaxat şi a acceleraţiei pistonului la mecanismul central.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 3–6

CZ 621.181.8 ; 621.187.142

Postelnicescu, M. : **Dimensionarea economică a schimbătoarelor de căldură prin convecţie ale cazanelor de abur.**

Se analizează influenţele variaţiei vitezei fluidului în schimbătoarele de căldură, evidenţiindu-se principiul metodei de determinare a vitezelor optime din punct de vedere economic.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 7–13

CZ 621.825 ; 518.3

Stan, A. : **Nomograme utile în studiul unei probleme de cuplaj mecanic.**

Se prezintă o metodă de determinare cu ajutorul nomogramelor a frecvenţelor proprii într-un cuplaj mecanic.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 13–17

CZ 621: 338.063.5

Dumitrescu, A. : **Criterii pentru stabilirea eficacităţii economice a investiţiilor în ramura construcţiilor de maşini.**

Se evidenţiază o metodică de calcul bazată pe termenul de recuperare normativ pentru stabilirea eficienţei economice a investiţiilor în construcţia de maşini.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 18–24

CZ 621.165–383.3

Boboescu, N., *Bozan, G.* şi *Negrea, V.* : **Determinarea caracteristicii de forţă a ventilelor de reglare monoscaun cu difuzor de la turbinele cu abur.**

Se stabilesc pe bază experimentală abaterile forţelor reale în raport cu cele determinate teoretic pentru o serie de profile de ventile monoscaun utilizate în cadrul turbinelor cu abur.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 24–28

CZ 621.82(09) ; 629.113

Dudiţă, Fl. : **Tendinţe noi în construcţia transmisiilor cu articulaţii universale folosite la autovehicule.**

Se descriu o serie de construcţii de transmisii cu articulaţii universale folosite la autovehicule, evidenţiindu-se avantajele şi dezavantajele respective.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 29–37

CZ 621.925.83

Guja, N. : **Realizarea danturii cuţitelor-roată pe maşina de rectificat danturi ZSWZ 315.**

Se prezintă metoda de generare a danturii cuţitului-roată cu dinţi înclinaţi pe maşina de rectificat ZSWZ 315, evidenţiindu-se expresiile de calcul pentru elementele de reglaj ale maşinii.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 37–41

CZ 621.9(09)

Croitoru, A şi *Staicu, F.* : **Realizări în modernizarea maşinilor-unelte la Uzina de pompe-Bucureşti.**

Se prezintă o serie de îmbunătăţiri ale maşinilor-unelte la Uzina de pompe-Bucureşti, în vederea generalizării acestor realizări.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 42–45

CZ 621.753.1 ; 621–52

Moţoi, R. : **Oportunitatea automatizării controlului dimensional.**

Se prezintă criteriile care trebuie să fie avute în vedere la automatizarea controlului dimensional. Se expun comparativ caracteristicile diferitelor aparate, dîndu-se un exemplu de eficacitate economică a îmbunătăţirii calităţii controlului.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, p. 45–48

DIN NUMĂRUL VIITOR

Sgrumala, H., *Ciucă, C.* şi *Razem, C.* : **Studiul comportării oţelului 0962 în timpul prelucrării prin îndoire la rece.**

Borcescu, N. şi *Moneanu, C.* : **Unele consideraţii privind adaptarea unor soluţii constructive pentru îmbunătăţirea caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale.**

Dumitrescu, M. : **Metodă pentru sudarea aluminiului.**

Pridvornic, M. : **Asupra utilizării fitingurilor asamblate prin sudură la conductele de înaltă presiune.**

Dumitriu, N. : **Aplicarea dispozitivelor vibratoare în diferite procese tehnologice în scopul îmbunătăţirii condiţiilor de muncă.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional a Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia“, str. Brezoianu nr. 23–25, Bucureşti. c. 4564

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, IANUARIE 1966, Nr. 1

INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ÎN PRIMUL AN AL CINCINALULUI

Ing. MIHAI MARINESCU
ministrul industriei construcţiilor de maşini

Eveniment politic de importanţă istorică pentru viaţa poporului român, Congresul al IX-lea al Partidului Comunist Român a înfăţişat bilanţul remarcabilelor succese obţinute în activitatea economică, socială şi de stat, stabilind în acelaşi timp liniile directoare ale continuării pe o treaptă mai înaltă a procesului de desăvîrşire a construcţiei socialiste în ţara noastră.

Aplicînd în mod creator învăţătura marxist-leninistă şi legile obiective ale socialismului, partidul a pus în centrul politicii sale industrializarea socialistă a ţării, singura cale a dezvoltării multilaterale şi rapide a economiei naţionale, a progresului şi civilizaţiei.

In cadrul industrializării ţării, s-a dezvoltat cu precădere industria grea şi în special industria construcţiilor de maşini, premisă esenţială a reproducţiei lărgite şi a promovării tehnicii moderne în întreaga economie.

Ca urmare, la finele anului 1965, producţia globală realizată pe ansamblul Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini a fost de peste 2,8 ori mai mare decît în anul 1959, comparativ cu 2,2 ori cît a fost prevăzut de Directivele Congresului al VIII-lea, al Partidului Comunist Român pentru întreaga ramură, ritmul mediu anual de creştere depăşind cu 5 procente pe cel stabilit iniţial. Peste 64 la sută din sporul producţiei globale pe anul 1965 s-a obţinut pe seama creşterii productivităţii muncii, al cărei nivel este cu aproape 80 la sută mai mare decît cel realizat în anul 1959.

O atenţie deosebită s-a acordat promovării consecvente a progresului tehnic, ridicării nivelului calitativ al maşinilor utilajelor şi instalaţiilor fabricate, diversificării producţiei prin reproiectarea şi modernizarea produselor din nomenclatorul anului 1959. Totodată, în anii şesenalului au fost introduse în fabricaţie de serie un număr însemnat de produse noi, dintre care amintim hidroagregatele energetice, maşinile-unelte grele, mijloacele moderne de transport rutier, feroviar şi naval, utilajele şi liniile tehnologice pentru industria uşoară şi alimentară, pentru mecanizarea agriculturii, industrializarea lemnului etc.

Pentru a se asigura dezvoltarea prioritară a industriei construcţiilor de maşini, în anii şesenalului au fost alocate numai întreprinderilor Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini fonduri de investiţii în valoare de peste 7 miliarde lei, care au fost folosite atît pentru construirea unor noi capacităţi de producţie, cît şi pentru dotarea şi reutilarea întreprinderilor şi secţiilor existente cu maşini de înaltă tehnicitate.

Dintre obiectivele mai importante construite pot fi menţionate: Fabrica de maşini-unelte şi agregate—Bucureşti, secţiile de locomotive diesel-electrice şi transformatoare de la Uzina „Electroputere"—Craiova, secţiile de motoare diesel şi de utilaj greu de la Uzina de construcţii de maşini—Reşiţa, Intreprinderea de piese radio şi dispozitive semiconductoare — Băneasa, Fabrica de tuburi fluorescente şi lămpi cu vapori de mercur, secţia de cabluri de forţă de la Fabrica de cabluri şi materiale electroizolante ş.a.

Industria construcţiilor de maşini şi-a sporit continuu contribuţia la înzestrarea celorlalte ramuri ale economiei naţionale cu maşini, utilaje şi instalaţii tehnologice de un înalt nivel tehnic. In unele sectoare ca utilaje pentru industria petrolieră, minieră, a lemnului, cimentului, pentru transporturi şi agricultură, industria construcţiilor de maşini a acoperit în cea mai mare parte cerinţele interne actuale. In acelaşi timp, ponderea maşinilor şi utilajelor în totalul exportului a crescut de la 15 la sută în anul 1959, la peste 19 la sută în anul 1965, nivelul livrărilor ce s-au realizat în anul 1965 fiind de aproximativ 4 ori mai mare decît în anul 1959.

Rezultatele obţinute demonstrează potenţialul şi vigoarea tinerei noastre industrii constructoare de maşini, constituind în acelaşi timp garanţia sigură a realizării în condiţii şi mai bune a obiectivelor prevăzute pentru anii viitori.

★

Exprimînd cerinţele trecerii într-o nouă etapă, superioară, de dezvoltare a societăţii noastre, Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. cu privire la dezvoltarea economiei naţionale în perioada 1966—1970 pun în faţa întregului popor sarcini de o importanţă deosebită, îndreptate spre asigurarea dinamismului continuu al economiei, obţinerea unei mai înalte productivităţi a muncii sociale, a unei eficienţe sporite în toate sectoarele de activitate.

Politica neabătută a partidului de creştere şi perfecţionare sistematică a forţelor de producţie ale ţării se reflectă în dezvoltarea în continuare a ramurii industriei construcţiilor de maşini a cărei producţie va spori cu circa 75 la sută pînă în anul 1970, cu un ritm mediu anual de peste 12 la sută. Aproximativ două treimi din cantitatea de maşini şi utilaje necesare înzestrării ramurilor economiei naţionale se vor obţine din producţia internă.

In anul 1966 — primul an al cincinalului — producţia globală pe ansamblul întreprinderilor M.I.C.M. va creşte cu 11,5 la sută faţă de realizările anului 1965, circa 70 la sută din acest spor urmînd a se realiza pe seama creşterii productivităţii muncii.

Sporuri mai accentuate de producţie sînt prevăzute la o serie de produse importante, cum sînt : strunguri carusel — 27,3 la sută ; tractoare — 17 la sută ; autocamioane şi autotractoare — 20,1 la sută ; remorci basculante — 49 la sută ; piese de schimb peste 23 la sută ; utilaje pentru industria metalurgică — 24,2 la sută ; utilaje tehnologice pentru industria uşoară — 103 la sută etc.

Nomenclatorul de produse se va lărgi prin introducerea în fabricaţie a peste 50 de tipuri de maşini şi utilaje noi, cu caracteristici superioare, ca de exemplu : strungul carusel de ∅ 1000 mm, două tipuri de maşini de rectificat interior, instalaţia de foraj cu acţionare electrică, utilaje pentru linia continuă de fabricare a pîinii cu capacitate de 20 t/24 ore, diferite utilaje pentru fabricile de mobilă ş.a.

In anul 1966 vor intra în funcţiune noi capacităţi de producţie ca secţia de aparataj de înaltă tensiune de la Uzina „Electroputere" — Craiova şi secţia de cabluri telefonice de la Fabrica de cabluri şi materiale electroizolante din Capitală. De asemenea, se va termina construcţia noii fabrici de elemente de automatizare din Bucureşti şi se va începe construcţia noilor secţii de la întreprinderile „Acumulatorul" — Bucureşti şi „Electroceramica" — Turda, precum şi a Fabricii de motoare electrice din Piteşti.

Pentru a înfăptui cît mai bine sarcinile ce revin întreprinderilor constructoare de maşini în anul 1966, se va pune un accent deosebit pe organizarea ştiinţifică a producţiei şi a muncii, pîrghie importantă pentru descoperirea rezervelor interne, folosirea timpului de lucru, eliminarea locurilor înguste şi utilizarea cu mai mare eficienţă a suprafeţelor de producţie. In acest scop se vor întări serviciile de organizare a producţiei cu cele mai calificate cadre tehnice şi economice, cu experienţă îndelungată, care să sprijine efectiv conducerile întreprinderilor prin stabilirea de măsuri corespunzătoare pentru valorificarea superioară a resurselor existente.

Concomitent cu promovarea principiilor moderne de organizare a producţiei şi a muncii, se vor lua măsuri pentru ridicarea calităţii producţiei. Se va avea în vedere concentrarea în serviciile de concepţie din întreprinderi a celor mai valoroase cadre tehnico-inginereşti, întărirea disciplinei tehnologice, respectarea cu stricteţe a proceselor de fabricaţie, mărirea exigenţei controlului tehnic şi a recepţionării produselor. De asemenea, se vor lua măsuri de asigurare a condiţiilor tehnico-materiale necesare prin dotarea în continuare a uzinelor cu standuri de probă, scule, dispozitive şi verificatoare, aparate de măsură şi control ş.a.

La obţinerea unor produse cu caracteristici tehnico-funcţionale şi indici economici înalţi o contribuţie deosebită îşi va aduce cercetarea tehnico-ştiinţifică, prin rezolvarea calitativ superioară a problemelor curente şi de perspectivă pe care le ridică producţia. In acest scop, vom dezvolta activitatea de cercetare din institute şi vom îmbunătăţi organizarea şi dotarea laboratoarelor uzinale, astfel încît unele dintre ele să poată deveni centre de cercetări specializate, aşa cum s-a procedat, cu bune rezultate, în domeniul dispozitivelor semiconductoare.

Aceste măsuri vor permite accelerarea ritmului de însuşire a produselor noi şi vor mări aportul întreprinderilor constructoare de maşini la realizarea instalaţiilor complexe cu care urmează să fie dotată economia naţională.

În acelaşi timp impune realizarea în condiţii ireproşabile a sarcinilor de export, prin livrarea de produse de înalt nivel tehnic şi calitativ, care să se prezinte în condiţii de competivitate pe piaţa externă.

In cadrul întreprinderilor constructoare de maşini îşi desfăşoară activitatea un însemnat număr de muncitori de înaltă calificare şi un puternic aparat tehnico-ingineresc, reprezentînd un fond de cadre de mare valoare. Experienţa acumulată, tehnica modernă pusă la dispoziţie de către stat, energia, talentul şi capacitatea creatoare a cadrelor noastre constituie garanţii sigure ale îndeplinirii şi depăşirii obiectivelor prevăzute pentru anul 1966.

CZ 621.43.011 : 518.4

Metode grafice pentru determinarea unor mărimi cinematice ale ambielajului motoarelor cu piston

RADU MĂRDĂRESCU şi DAN ABĂITĂNCEI

În timpul funcţionării motorului, în elementele mecanismului bielă-manivelă iau naştere o serie de eforturi determinate de forţa datorită presiunii gazelor şi de forţele de inerţie a maselor cu mişcare accelerată. Mărimea şi caracterul variaţiei sarcinilor care acţionează asupra acestor elemente se determină pe baza analizei cinematice şi dinamice a mecanismului bielă-manivelă.

De cele mai multe ori, în calculul cinematic este indicat ca pentru determinarea deplasării, vitezei şi acceleraţiei pistonului să se folosească unele construcţii grafice care se pot aplica mai uşor decît relaţiile analitice şi prezintă suficientă precizie pentru necesităţile practice.

În cele ce urmează, generalizînd diagrama Brix utilizată la determinarea grafică a deplasării pistonului, la mecanismul bielă-manivelă central, se expun metodele de determinare a acceleraţiei pistonului la acelaşi mecanism şi a deplasării şi acceleraţiei pistonului la mecanismul bielă-manivelă dezaxat.

Pentru acest studiu se consideră că arborele cotit se roteşte cu o viteză unghiulară constantă ω, deoarece variaţiile vitezei unghiulare datorite neuniformităţii momentului cuplului motor sînt neînsemnate la motoarele rapide moderne, la regimul stabil de lucru. Ca urmare, toate mărimile cinematice vor fi exprimate în funcţie de unghiul de rotaţie a arborelui cotit α, care, în ipoteza emisă, este proporţional cu timpul.

În calcule se consideră că poziţia iniţială pentru unghiul α corespunde punctului mort inferior.

În cazul mecanismului bielă-manivelă central (fig. 1) legea de variaţie a deplasării x a pistonului în funcţie de unghiul α se poate determina proiectînd conturul A_1ABO pe direcţia de deplasare.

$$A_1B_1 + B_1O = A_1A + AB \cos\beta + OB \cos\alpha.$$

Înlocuind în această egalitate valorile segmentelor prin mărimile r, l şi $\lambda = \frac{r}{l}$ şi reţinînd din dezvoltarea în serie a lui $\cos\beta$ numai primii doi termeni, se obţine:

$$x = r\left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)\right]. \quad (1)$$

Expresia (1) este aproximativă, însă datorită convergenţei rapide a seriei dă o eroare sub 2%.

În figura 2 se prezintă metoda grafică de determinare a deplasării pistonului cu ajutorul diagramei bicentrice a lui Brix. După cum este cunoscut, pentru un anumit unghi α deplasarea pistonului este dată de mărimea segmentului B_1M'. Eroarea introdusă de această construcţie este sub 1%.

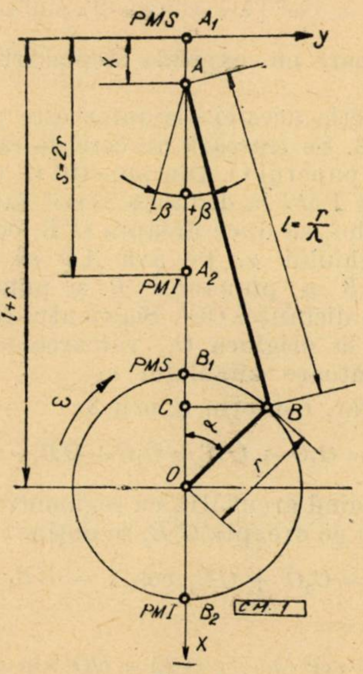


Fig. 1

Diagrama bicentrică poate servi la determinarea secţiunii-timp la motoarele în doi timpi

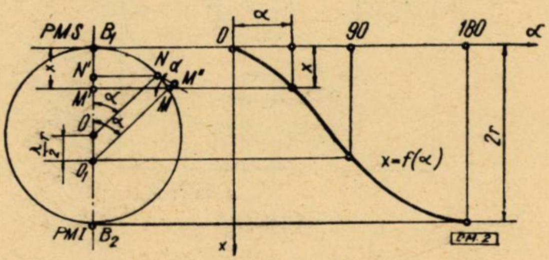


Fig. 2

şi a variaţiei presiunii în cilindru funcţie de unghiul α (cronobarograma), fiind practic mai exactă decît alte metode grafice de determinare a deplasării pistonului.

Expresia acceleraţiei pistonului se obţine prin dubla derivare în raport cu timpul a relaţiei deplasării. Rezultă astfel :

$$a = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \qquad (2)$$

Determinarea grafică a acceleraţiei pistonului în funcţie de unghiul de rotaţie a arborelui cotit se poate realiza, în afara metodelor cunoscute, prin generalizarea diagramei Brix, însă cu originea şi constantele schimbate. Acest fapt apare evident dacă se introduce relaţia :

$$2 \sin^2\alpha = 1 - \cos 2\alpha$$

în expresia (2) ; se obţine astfel ecuaţia :

$$a = r\omega^2 [\lambda + \cos \alpha - 2\lambda \sin^2\alpha], \qquad (3)$$

asemănătoare cu expresia deplasării pistonului (1).

Construcţia acestei diagrame este prezentată în figura 3. Se trasează un cerc de rază $r\omega^2$ cu centrul în punctul O. Din punctul O' (bicentru), situat spre *PMI* la distanţa $2\lambda r\omega^2$ faţă de centrul cercului, se duce dreapta $O'B$, corespunzătoare unghiului α. Pe axa AD se determină proiecţia B' a punctului B şi punctul O_1 la jumătatea distanţei OO'. Segmentul O_1B' reprezintă, de la originea O_1, valoarea acceleraţiei corespunzătoare unghiului α.

În adevăr, conform figurii 3 :

$$O_1B' = O_1O + OB' = O_1O + OB'_1 - B'_1B'.$$

Aproximînd arcul BB_1 cu segmentul BB_1 perpendicular pe dreapta $O'B$, se obţine :

$$O_1B' = O_1O + OB_1 \cos \alpha - BB_1 \sin \alpha$$

sau :

$$O_1B' = r\omega^2 (\lambda + \cos \alpha) - OO' \sin \alpha . \sin \alpha$$

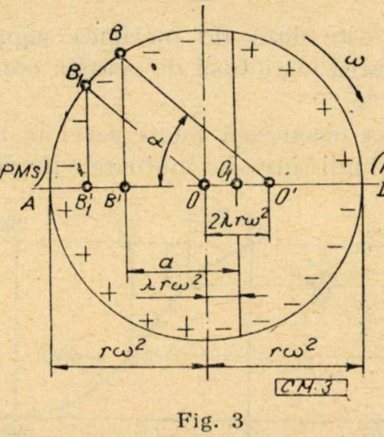


Fig. 3

şi, în final :

$$O_1 B' = r\,\omega^2 (\lambda + \cos \alpha - 2\lambda \sin^2 \alpha).$$

Se observă că rezultă astfel chiar expresia acceleraţiei (3), ceea ce confirmă exactitatea construcţiei.

Bicentrul O_1 împarte cercul în patru cadrane neegale. În figură s-au marcat şi semnele acceleraţiilor corespunzătoare acestor cadrane, sensul de deplasare al punctului B fiind cel indicat.

La unele motoare cu piston se foloseşte mecanismul bielă-manivelă, la care axa cilindrului nu intersectează axa arborelui cotit, ci este îndepărtată de aceasta cu distanţa oarecare e, adică se foloseşte aşa numitul mecanism bielă-manivelă dezaxat.

În comparaţie cu mecanismul bielă-manivelă central, presiunea dezvoltată de piston pe peretele cilindrului se micşorează în timpul destinderii şi se măreşte în timpul compresiunii, ceea ce în general asigură o uzură mai uniformă a cilindrului. Deoarece la mecanismul dezaxat cursa pistonului este puţin mai mare decît la mecanismul bielă-manivelă central, în condiţii egale volumul de lucru se măreşte puţin, antrenînd o creştere a puterii motorului. Împreună cu aceasta se măreşte şi durata admisiunii, deoarece unghiul de rotaţie a arborelui cotit corespunzător deplasării pistonului de la *PMS* la *PMI* este mai mare de 180° la motorul dezaxat, ceea ce îmbunătăţeşte umplerea. Un alt avantaj îl constituie valoarea mică a vitezei pistonului în apropiere de *PMS*, fapt care contribuie la îmbunătăţirea procesului de ardere, condiţiile de desfăşurare a acestuia apropiindu-se de cele la volum constant. Forţele de inerţie sînt puţin mai mari decît în cazul mecanismului bielă-manivelă central, dar, diferenţele fiind destul de mici, calculele de rezistenţă pot fi efectuate cu aceleaşi relaţii.

Mecanismul bielă-manivelă dezaxat se caracterizează prin mărimea dezaxării relative :

$$k = \frac{e}{r},$$

în care e este dezaxarea şi r — raza manivelei.

După cum rezultă din figura 4, cursa pistonului este dată de relaţia :

$$s = s_1 - s_2, \qquad (4)$$

în care :

$$s_1 = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} = r\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2}$$

şi :

$$s_2 = \sqrt{(l-r)^2 - e^2} = r\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2}.$$

Dezvoltînd ambii radicali în serie şi neglijînd termenii de ordin superior, se obţine :

$$s = 2r\left[1 + \frac{k}{2\left(\frac{1}{\lambda^2} - 1\right)}\right]. \qquad (5)$$

Expresia din paranteză este supraunitară şi deci $s > 2\,r$; se evidenţiază astfel faptul amintit că la mecanismul bielă-manivelă dezaxat cursa pistonului este puţin mai mare decît la mecanismul bielă-manivelă central, în condiţii aproximativ egale. Diferenţa dintre curse poate ajunge pînă la 7% (la $\lambda = \frac{1}{3}$ şi $k = 1$), la motoarele moderne de automobile fiind foarte mică.

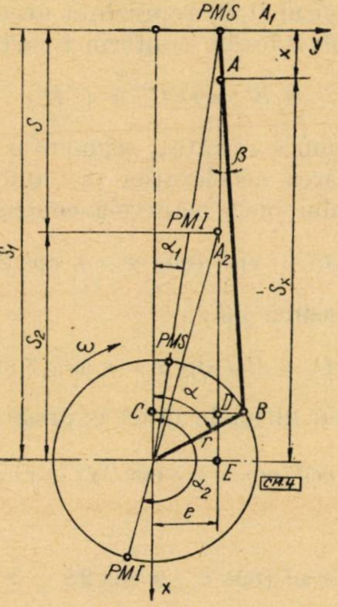


Fig. 4

Conform figurii 4, deplasarea pistonului poate fi exprimată prin relaţia :

$$x = s_1 - s_x,$$

în care :

$$s_x = r \cos\alpha + l \cos\beta = r\left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\cos\beta\right)$$

şi deci :

$$x = r\left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\cos\beta\right)\right].$$

Exprimînd cos β prin sin β, înlocuind în funcţie de unghiul α, dezvoltînd ambii radicali în serie şi neglijînd termenii de ordin superior, se obţine :

$$x \approx r\left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha) - \lambda k \sin\alpha\right]. \tag{6}$$

Deosebirea faţă de expresia deplasării pistonului de la mecanismul bielă-manivelă central este marcată de termenul $r\lambda k \sin\alpha$, care ia în considerare influenţa dezaxării.

Poziţia manivelei corespunzătoare PMS şi *PMI* este determinată de unghiurile α_1 şi α_2. Aceste unghiuri se determină din triunghiurile A_1EO şi A_2EO :

$$\sin\alpha_1 = \frac{e}{l + r} = \frac{\lambda k}{1 + \lambda}; \tag{7}$$

$$\sin\alpha_2 = -\frac{e}{l - r} = -\frac{\lambda k}{1 - \lambda}. \tag{8}$$

Se observă că unghiul de rotaţie a manivelei de la *PMS* la *PMI* este $(\alpha_2 - \alpha_1) > 180°$ şi unghiul de rotaţie de la *PMI* la *PMS* este $(360° - \alpha_2 + \alpha_1) < 180°$, aşa cum s-a mai amintit.

Diagrama bicentrică a acceleraţiei pistonului la mecanismul dezaxat (fig. 5) se construieşte observînd că termenul $r\lambda k \sin\alpha$ reprezintă proiecţia unui segment de lungime $r \lambda k$ pe o axă cu care face unghiul $90° - \alpha$.

Se trasează un cerc de rază r cu centrul în punctul O şi se determină bicentrul O_1 la distanţa $OO_1 = \frac{\lambda}{2} r$. În punctul P de intersecţie a dreptei O_1P, înclinată faţă de axa A_1A_2 cu un unghi oarecare α, cu cercul de rază r se duce o perpendiculară pe care se ia în sensul dezaxării segmentul $PM = r\lambda k$ şi se determină proiecţia M' a punctului M pe axa A_1A_2. Considerînd punctul B_1 de intersecţie a cercului cu axa orizontală, segmentul B_1M' reprezintă deplasarea pistonului dată de relaţia (6).

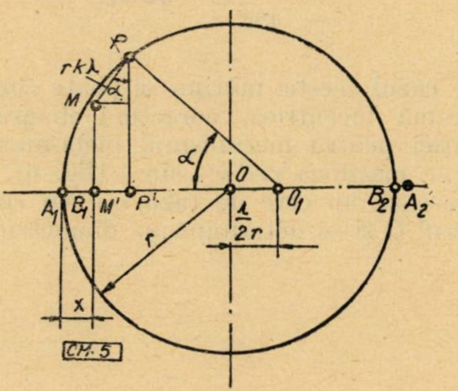


Fig. 5

În adevăr, conform figurii 5 :

$$B_1M' = B_1P' - P'M'.$$

Aşa cum este cunoscut, segmentul B_1P' reprezintă deplasarea pistonului în cazul mecanismului bielă-manivelă central, adică :

$$B_1P' = r\left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)\right].$$

Segmentul $P'M'$, proiecţia pe axa A_1A_2 a segmentului PM, are expresia :

$$P'M' = PM \sin \alpha = rk\lambda \sin \alpha.$$

Grupînd cele două relaţii, se obţine :

$$B_1M' = r\left[(1-\cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha) - k\lambda \sin\alpha\right],$$

adică ecuaţia deplasării (6), ceea ce confirmă construcţia prezentată.

Deoarece diferenţa dintre poziţia punctelor A_1 şi B_1 pentru dezaxările întîlnite la motoare este practic neglijabilă (sub 1%), deplasarea pistonului se va măsura din punctul B_1.

Acceleraţia pistonului la mecanismul bielă-manivelă dezaxat se obţine prin dubla derivare a expresiei (6).

$$a = r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha + k\lambda \sin\alpha). \qquad (9)$$

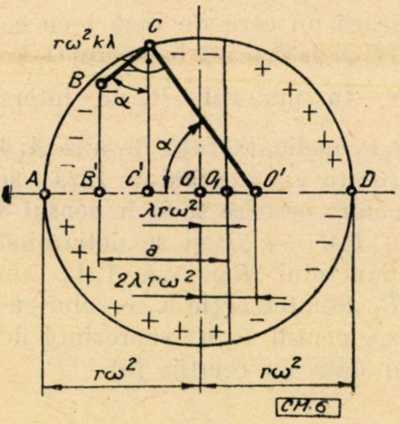


Fig. 6

Şi în cazul acestei mărimi se poate construi o diagramă bicentrică, corectînd diagrama acceleraţiei pentru mecanismul bielă-manivelă central cu mărimea $r\omega^2 k \lambda \sin \alpha$ (fig. 6).

Se trasează un cerc de rază $r\omega^2$ cu centrul în punctul O şi se determină pe diametrul AD punctele O' şi bicentrul O_1, astfel încît $OO_1 = \lambda r\omega^2$ şi $OO' = 2\lambda r\omega^2$. Se duce sub un unghi oarecare α segmentul $O'C$, iar în punctul C se ridică perpendiculara $BC = r\omega^2 k\lambda$. Determinînd proiecţia B' a punctului B pe diametrul AD, segmentul O_1B' reprezintă acceleraţia pistonului. Într-adevăr, conform figurii :

$$O_1B' = O_1C' + C'B',$$

însă, aşa cum s-a arătat, segmentul O_1C' reprezintă valoarea acceleraţiei pistonului în cazul mecanismului bielă-manivelă central, adică :

$$O_1C' = r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

Ţinînd seamă că :

$$B'C' = BC \sin\alpha = r\, \omega^2 k\, \lambda \sin\alpha$$

şi, însumînd ultimele două expresii, se obţine :

$$O_1B' = r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) + r\omega^2 k\, \lambda \sin\alpha$$

sau

$$O_1B' = r\, \omega^2\, (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha + k\, \lambda \sin\alpha),$$

adică relaţia acceleraţiei (7), ceea ce justifică pe deplin construcţia propusă. Restul indicaţiilor sînt aceleaşi ca în cazul mecanismului bielă-manivelă central.

Din cele prezentate se constată că prin generalizarea diagramei bicentrice a lui Brix se pot obţine metode grafice expeditive şi uşor de executat pentru determinarea unor mărimi cinematice necesare calculului dinamic al motorului.

---

[1] *Brix, S.F.A.* Das bizentrische polare Excenterschieberdiagramm. In : V.D.I., 1897. [2] *Tolle, M.* Regelung der Kraftmaschinen. Berlin, Springer, 1921. [3] *Mărdărescu, R.* Motoare pentru automobile şi tractoare. Braşov, Litografia învăţămîntului, 1959.

CZ 621.181.8: 621.187.142

Dimensionarea economică a schimbătoarelor de căldură prin convecţie ale cazanelor de abur

MIRCEA POSTELNICESCU

Se consideră precizate cantităţile de căldură care se transmit schimbătoarelor de căldură prin convecţie ale unui cazan, precum şi temperaturile gazelor de ardere şi temperaturile fluidelor încălzite la intrarea şi la ieşirea din schimbătoare. Suprafaţa de încălzire a schimbătoarelor de căldură se presupune realizată din ţevi cu diametre (exterior şi interior) fixate.

În aceste condiţii, factorii principali care condiţionează dimensionarea economică a unui schimbător de căldură sînt vitezele celor două fluide (cald şi rece) care trec prin schimbător.

În prezenta lucrare se vor evidenţia mai întîi influenţele ce apar la variaţia vitezei fluidelor, se va prezenta principiul metodei de stabilire a vitezelor optime şi se vor preciza elementele constructive variabile care determină variaţia vitezei fluidelor în diverse situaţii şi care trebuie luate în considerare la proiectarea unui cazan.

La cazanele de abur moderne, schimbătoarele de căldură prin convecţie cu rol preponderent sînt supraîncălzitorul de abur, preîncălzitorul de aer şi economizorul; fasciculele fierbătoare au, la cele mai multe cazane, un rol redus sau chiar lipsesc. Ca urmare, în lucrare se va stabili – pentru exemplificare — metodica de calcul al vitezelor optime din punct de vedere economic ale fluidelor care curg prin supraîncălzitorul de abur, avînd în vedere că în mod obişnuit treapta finală a supraîncălzitorului unui cazan cu parametri ridicaţi ai aburului, a cărui construcţie necesită oţeluri speciale, este un schimbător de căldură prin convecţie. De altfel, determinarea vitezelor optime la curgerea prin supraîncălzitor necesită un calcul complex, care, cu unele simplificări, conduce la metodicile de calcul al vitezelor optime la curgerea prin economizor şi prin fasiculele fierbătoare. Se menţionează că, pentru preîncălzitorul de aer din ţevi, o metodică bazată pe aceleaşi principii este redată în literatura de specialitate [1].

Influenţele la variaţia vitezei fluidelor. La o mărire a vitezei gazelor de ardere creşte coeficientul de convecţie termică de la gazele de ardere la peretele schimbătorului de căldură şi, cu toate că scade coeficientul de radiaţie termică ca urmare a micşorării grosimii stratului de gaze, coeficientul total de transfer termic creşte, şi deci, suprafaţa de schimb de căldură va fi mai mică. Acest efect este mai mare atunci cînd coeficientul de convecţie termică de la gazele de ardere la perete este mai mic decît coeficientul de convecţie termică de la perete la fluidul încălzit, cum este cazul în primul rînd al economizoarelor şi fasciculelor fierbătoare şi apoi al supraîncălzitoarelor de convecţie.

Viteza fluidului încălzit nu are practic nici o influenţă asupra mărimii suprafeţelor de schimb de căldură ale economizoarelor şi fasciculelor fierbătoare ; această influenţă este relativ mică în cazul supraîncălzitoarelor de convecţie şi devine esenţială, alături de viteza gazelor de ardere, în cazul preîncălzitoarelor de aer, la care coeficientul total de transfer termic este cu atît mai mare — respectiv suprafaţa de schimb de căldură este cu atît mai mică — cu cît coeficienţii de convecţie termică de la gazele de ardere la perete şi de la perete la aer (coeficienţi condiţionaţi de vitezele de curgere ale celor două fluide) sînt mai ridicaţi şi mai apropiaţi ca valoare.

O dată cu creşterea vitezei gazelor de ardere, pierderea de presiune pe drumul acestora creşte, dar în acelaşi timp scade cu micşorarea suprafeţei de schimb de căldură. Pe de altă parte, prin modificarea dimensiunilor schimbătorului de căldură se va modifica şi pierderea de presiune la curgerea fluidului încălzit, care în principiu creşte cu viteza fluidului şi scade atunci cînd lungimea ţevii sau drumului străbătut de fluid scade. La cazanele cu circulaţie naturală, viteza de circulaţie în circuitul sau circuitele de circulaţie trebuie să aibă, la toate regimurile de funcţionare ale cazanului, o valoare mai mare decît viteza minimă practic admisibilă.

Viteza fluidelor influenţează în acelaşi timp şi temperatura peretelui schimbătorului de căldură, temperatură care determină calitatea oţelului ce trebuie folosit în construcţia respectivă. Deoarece la economizor şi sistemul fierbător coeficientul de convecţie termică de la perete la fluidul încălzit este foarte mare faţă de coeficientul de convecţie termică de la gazele de ardere la perete, vitezele fluidelor au o influenţă redusă asupra temperaturii peretelui. La supraîncălzitor, cu cît viteza aburului este mai mare, cu atît coeficientul de convecţie termică de la perete la abur este mai ridicat şi în consecinţă, diferenţa între temperatura peretelui şi temperatura aburului este mai mică, lucru ce poate fi important pentru supraîncălzitoarele cazanelor moderne cu parametri ridicaţi ai aburului. La preîncălzitorul de aer, pentru aceleaşi temperaturi ale gazelor şi aerului de ardere, temperatura peretelui scade cu viteza gazelor de ardere sau cînd creşte viteza aerului de ardere şi creşte cu viteza gazelor de ardere sau cînd scade viteza aerului de ardere, o temperatură mai ridicată a peretelui putînd prezenta interes la arderea combustibililor conținînd sulf, pentru a se depăși temperatura de rouă acidă.

În concluzie, la variația vitezei fluidelor care curg printr-un schimbător de căldură prin convecție al unui cazan, variază mărimea suprafeței de schimb de căldură, precum și puterile necesare circulației fluidelor și poate fi influențată calitatea oțelului folosit în construcția schimbătorului. Ca urmare, variază atît investițiile în construcția instalației cazanului, cît și cheltuielile anuale de producție și, evident, se pune problema stabilirii vitezelor optime de curgere ale fluidelor prin schimbătoarele de căldură prin convecție.

În anumite cazuri vitezele optime din punct de vedere economic trebuie să fie adaptate la unele cerințe speciale, precum : evitarea obturării prin depuneri a secțiunilor de trecere a fluidelor, posibilitatea curățirii suprafețelor de schimb de căldură în timpul funcționării cazanului, evitarea uzurii ce poate fi produsă de o viteză prea mare a gazelor de ardere în cazul arderii unor combustibili ce dau un conținut ridicat de cenușă etc.

Principiul metodei de stabilire a vitezelor optime. În continuare, se folosesc următoarele notații :

S — suprafața de încălzire a unui schimbător de căldură prin convecție, m^2;

N_e, N_i — puterile necesare curgerii fluidelor prin exteriorul, respectiv prin interiorul schimbătorului de căldură considerat, kW ;

p_s — investiția specifică necesară construcției schimbătorului de căldură, lei/m^2;

p_e, p_i — investițiile specifice în instalațiile de circulație ale fluidelor prin schimbătorul de căldură, lei/kW.

Dacă se consideră că agregatul de cazan va avea același gabarit în diferitele variante de studiat cînd viteza fluidelor variază, investițiile I în construcția cazanului, care urmează a fi luate în considerare în cadrul problemei de rezolvat, vor fi :

$$I = p_s S + p_e N_e + p_i N_i, \text{ lei}.$$

Pentru calculul cheltuielilor anuale de producție C, se consideră că temperatura gazelor de ardere la evacuarea din agregat este aceeași, deci randamentul cazanului este constant și ca urmare consumul orar de combustibil nu variază, iar cheltuielile de personal și cheltuielile de întreținere ale schimbătorului de căldură rămîn aceleași. În aceste condiții, cheltuielile anuale de producție ce urmează a fi luate în considerare pentru rezolvarea problemei sînt :

$$C = aI + (N_e + N_i)\, hp_{ee}, \text{ lei/an},$$

în care :

a este cota de amortizare a cheltuielilor de investiții ;

h — durata anuală de utilizare a puterilor N_e și N_i, h/an ;

p_{ee} — prețul energiei electrice consumate, lei/kWh.

Soluția optimă din punct de vedere economic va fi aceea pentru care cheltuielile anuale de calcul Z vor fi minime [2]. Ținînd seamă de formulele stabilite pentru I și C, expresia cheltuielilor anuale de calcul va fi :

$$Z = \varepsilon_n I + C = (\varepsilon_n + a)\, p_s S + [(\varepsilon_n + a)\, p_e + hp_{ee}]\, N_e + [(\varepsilon_n + a) p_i + hp_{ee}]\, N_i, \text{ lei/an}, \qquad (1)$$

în care :

ε_n este coeficientul de eficiență economică normat care, în construcția cazanelor, poate fi luat egal cu 0,10.

Rămîn astfel de determinat, în condițiile de variație a vitezei fluidelor care curg prin schimbătorul de căldură, mărimile S, N_e, N_i, cu observația că, la cazanele cu circulație naturală, deplasarea fluidului interior în sistemul fierbător se face pe cale naturală.

Precizarea condițiilor de calcul. Lățimea l_1, m, a canalului de gaze de ardere în care este montat schimbătorul de căldură este, de regulă, impusă de lățimea focarului ; ea va fi deci considerată ca fixată.

Cu această condiție, variația vitezei gazelor de ardere poate fi realizată pe două căi.

a) Astfel, dacă schimbătorul de căldură este amplasat într-un canal de gaze de ardere după unul sau chiar mai multe schimbătoare de căldură ale cazanului, rezultă că și a doua dimensiune l_2, m, a secțiunii prin canalul respectiv de gaze de ardere trebuie să fie admisă fixată, ca precizată de condițiile de realizare a schimbătorului de căldură precedent din același canal.

Ca urmare, variația vitezei gazelor de ardere va putea fi obținută :

— prin variația pasului dintre țevi perpendicular pe direcția de curgere a gazelor de ardere, în cazul schimbătoarelor de căldură formate din fascicule de țevi spălate în exterior de gazele de ardere sub un unghi diferit de 0° ;

— prin variația pasurilor dintre țevi în plan perpendicular pe direcția de curgere a gazelor de ardere, în cazul schimbătoarelor de căldură formate din fascicule de țevi spălate în lungul lor de curentul de gaze de ardere.

b) Dacă schimbătorul de căldură de studiat este amplasat singur într-un canal de gaze de ardere, variația vitezei gazelor de ardere va putea fi obținută atît ca mai înainte, cît și prin modificarea celei de-a doua dimensiuni l_2 a secțiunii canalului de gaze de ardere.

Acest lucru este valabil și pentru primul schimbător de căldură dintr-un canal de gaze de ardere al cazanului în care ar fi montate mai multe schimbătoare de căldură. Evident că, o dată determinată, pentru primul schimbător, valoarea optimă a celei de-a doua dimensiuni a canalului de gaze de ardere, aceasta va fi impusă pentru schimbătoarele de căldură ce urmează.

Situația unui singur sau primului schimbător de căldură se prezintă de obicei la proiectarea treptelor de convecție ale supraîncălzitorului cazanelor de radiație realizate cu canalele de gaze de ardere dispuse în π, tip de cazan larg răspîndit.

Se observă că elementele constructive (evidențiate anterior), care determină variația vitezei gazelor de ardere, influențează în același timp și viteza fluidului interior. În plus, la schimbătoarele de căldură prin convecție realizate din serpentine (supraîncălzitoare de abur și economizoare) viteza fluidului interior poate fi modificată și prin numărul de rînduri de serpentine paralele legate în paralel la colectoare, ca și prin divizarea colectorului de intrare în mai multe sectoare sau prin introducerea aburului în mai multe colectoare de intrare, iar la preîncălzitoarele de aer din țevi, prin variația numărului de drumuri în serie pentru circulația aerului de ardere.

Stabilirea vitezelor optime ale fluidelor la curgerea printr-o treaptă de convecție a supraîncălzitorului. Se consideră cazul cel mai obișnuit, cînd gazele de ardere curg peste serpentinele supraîncălzitorului sub un unghi diferit de 0°.

Ca urmare a celor arătate, variabilele sînt : cea de a doua dimensiune l_2 a canalului de gaze de ardere, presupus, în calculele ce urmează, de secțiune constantă în tot lungul lui ; pasul relativ s_p (raportul pas/diametru exterior) dintre țevi, perpendicular pe direcția de curgere a gazelor de ardere (pasul relativ transversal) ; numărul de rînduri m de serpentine paralele legate în paralel la colectoare ; numărul n de colectoare de intrare. Se observă că pasul dintre țevi s'_p poate să fie paralel cu latura l_1 (fig. 1) sau cu latura l_2 (fig. 2).

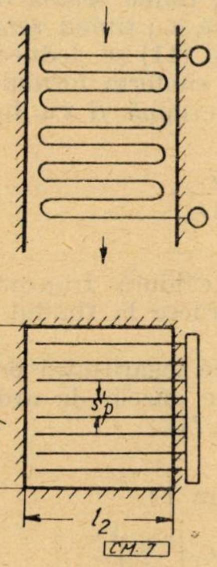


Fig. 1

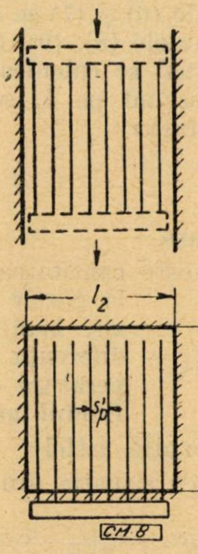


Fig. 2

Pentru calculul suprafeței de încălzire S trebuie determinat coeficientul total de transfer termic [3] :

$$k = \frac{f_m}{\frac{1}{f_u \alpha_c + \alpha_r} + \frac{d_e}{d_i} \frac{1}{\alpha_2}}, \ \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}, \qquad (2)$$

în care :

α_c, α_r, α_2 sînt respectiv coeficientul de convecție termică de la gazele de ardere la perete, coeficientul de radiație termică al gazelor de ardere triatomice și coeficientul de convecție termică de la pereții țevilor la fluidul încălzit, kcal/m² h°C ;

d_e, d_i — diametrul exterior, respectiv interior, al țevii, m ;

f_m, f_u — coeficientul de murdărire al suprafeței de încălzire și coeficientul de utilizare, care ține seamă de reducerea transmisiei de căldură în cazul spălării incomplete a schimbătorului de căldură de către curentul de gaze de ardere.

Coeficientul de convecție termică α_c se calculează cu formula [3] :

$$\alpha_c = f_g f_a f_d f_z \, T^{0,25} \frac{w_0^{0,61}}{d_e^{0,39}}, \qquad (3)$$

în care :

f_g este coeficientul ce ține seamă de compoziția gazelor de ardere ;

f_a — coeficientul ce ține seamă de așezarea țevilor în fascicul ;

f_d — coeficientul de direcție, funcție de unghiul sub care curentul de gaze de ardere spală țevile schimbătorului de căldură ;

f_z — coeficientul ce ține seamă de numărul de rînduri de țevi z_a în sensul curgerii curentului de gaze de ardere și care, pentru $z_a > 5$ poate fi considerat egal cu 1 * ;

T — temperatura medie absolută a gazelor de ardere la trecerea prin schimbătorul de căldură, °K ;

w_0 — viteza gazelor de ardere, la 0°C și 760 mm Hg, la curgerea prin secțiunea cea mai îngustă a treptei supraîncălzitorului, m/s.

Coeficientul f_a se determină cu relațiile [3] :

$$f_a = 1,07 - 0,65, \frac{s_p^{1,5}}{s_a^4}, \ f_a = 0,874 + \\ + \frac{0,286}{s_a^2} + 0,084 \ s_p,$$

---

* Pentru determinări mai exacte se poate aplica metodica expusă în [3].

pentru dispunerea în coloană a țevilor (cea mai folosită în construcția supraîncălzitoarelor) și respectiv pentru așezarea lor alternată. În formule, s_a este pasul relativ dintre țevi în sensul curgerii gazelor de ardere (pasul relativ longitudinal), admis același în toate soluțiile. Pentru simplificare, ambele expresii se pot scrie sub forma :

$$f_a = A\, s_p^{\theta} + B\,, \tag{4}$$

în care θ are valoarea 1,5, respectiv 1, iar A și B sînt constante, evident diferite în cele două cazuri.

Pentru w_0 se deduce, în ambele situații prezentate în figurile 1 și 2, formula de calcul :

$$w_0 = \frac{V_g}{l_1\, l_2}\, \frac{s_p}{s_p - 1}, \tag{5}$$

în care V_g este volumul mediu de gaze de ardere la trecerea prin treapta supraîncălzitorului, $\mathrm{Nm^3/s}$.

Coeficientul de radiație termică α_r se determină cu suficientă exactitate pentru un calcul preliminar cu formulele [4] :

$$\left.\begin{aligned} \alpha_r &= \alpha_r\,(\mathrm{CO_2}) + \alpha_r\,(\mathrm{H_2O}) \\ \alpha_r\,(\mathrm{CO_2}) &= a\,(p_{\mathrm{CO_2}}\, s)^{1/3}\,[0{,}0513\,(t + t_p) - \\ &\quad - 30{,}25] \\ \alpha_r\,(\mathrm{H_2O}) &= a\, p_{\mathrm{H_2O}}^{0{,}8}\, s^{0{,}6}\,[0{,}107\,(t + t_p) - \\ &\quad - 46{,}5] \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

în care :

a este gradul de negreală (coeficientul energetic de emisiune) al suprafeței exterioare a țevilor ;

$p_{\mathrm{CO_2}}$, $p_{\mathrm{H_2O}}$ — presiunile parțiale ale bioxidului de carbon și ale vaporilor de apă în gazele de ardere, atm ;

t, t_p — temperatura medie a gazelor de ardere la curgerea prin schimbător, respectiv temperatura medie a suprafeței exterioare a țevilor, °C ;

s — grosimea stratului de gaze, m, egală cu :

$$s = s_p' - \frac{d_e}{2} = d_e\,(s_p - 0{,}5)\,. \tag{7}$$

Coeficientul de convecție termică α_2 este dat de formula [3] :

$$\alpha_2 = \left(3{,}8 + 0{,}26\frac{t''}{100}\right)\frac{(w_0'')^{0{,}75}}{d_i^{0{,}25}}, \tag{8}$$

în care :

t'' este temperatura medie a aburului în treapta supraîncălzitorului, °C ;

w_0'' — viteza aburului, la 0°C și 760 mm Hg, m/s, viteză egală cu [3] :

$$w_0'' = 1{,}58\,\frac{G}{d_i^2}, \tag{9}$$

în care G este debitul care curge printr-o serpentină, kgf/s.

Dacă D, tf/h, este debitul de abur ce trece prin treapta supraîncălzitorului și z_p, numărul de țevi pe un rînd perpendicular pe direcția de curgere a curentului de gaze de ardere :

$$G = \frac{D}{3{,}6\,\dfrac{m}{n}\, z_p}, \tag{10}$$

cu observația că z_p are valori diferite, corespunzătoare situațiilor din figurile 1 și 2 :

$$z_p = \frac{l_1}{d_e\, s_p} \text{ și, respectiv } z_p = \frac{l_2}{d_e\, s_p}. \tag{11}$$

Ca urmare, ținînd seamă de formulele (3), (4) și (5), se deduce α_c ; ținînd seamă de formulele (6) și (7) se deduce α_r ; ținînd seamă de formulele (8), (9), (10) și (11) se deduce α_2 și în final se calculează k conform formulei (2). Cunoscînd pe k, se determină S cu formula generală :

$$S = \frac{Q}{k\,\Delta t_m},$$

în care :

Q este cantitatea de căldură transmisă de la gazele de ardere la fluidul încălzit, kcal/h ;

Δt_m — diferența medie logaritmică de temperatură dintre gazele de ardere și fluidul încălzit, °C.

Rezultă astfel :

pentru situația din figura 1 :

$$S = \frac{Q/\Delta t_m}{f_m\, C_5}\left(\frac{m l_1}{n\, s_p}\right)^{0{,}75} \frac{(C_1\, s_p^{\theta} + C_2)\left[\dfrac{s_p}{l_2\,(s_p - 1)}\right]^{0{,}61} + C_3\,(s_p - 0{,}5)^{1/3} + C_4\,(s_p - 0{,}5)^{0{,}6} + C_5\left(\dfrac{n\, s_p}{m l_1}\right)^{0{,}75}}{(C_1\, s_p^{\theta} + C_2)\left[\dfrac{s_p}{l_2\,(s_p - 1)}\right]^{0{,}61} + C_3\,(s_p - 0{,}5)^{1/3} + C_4\,(s_p - 0{,}5)^{0{,}6}}$$

iar pentru situația din figura 2 :

$$S = \frac{Q/\Delta t_m}{f_m\, C_5}\left(\frac{m l_2}{n\, s_p}\right)^{0{,}75} \frac{(C_1\, s_p^{\theta} + C_2)\left[\dfrac{s_p}{l_2\,(s_p - 1)}\right]^{0{,}61} + C_3\,(s_p - 0{,}5)^{1/3} + C_4\,(s_p - 0{,}5)^{0{,}6} + C_5\left(\dfrac{n\, s_p}{m l_2}\right)^{0{,}75}}{(C_1\, s_p^{\theta} + C_2)\left[\dfrac{s_p}{l_2\,(s_p - 1)}\right]^{0{,}61} + C_3\,(s_p - 0{,}5)^{1/3} + C_4\,(s_p - 0{,}5)^{0{,}6}} \tag{12}$$

în care s-a notat, pentru simplificare:

$$C_1 = \frac{f_u f_g f_d T^{0,25} V_g^{0,61}}{d_e^{0,39} l_1^{0,61}} A;$$

$$C_2 = \frac{f_u f_g f_d T^{0,25} V_g^{0,61}}{d_e^{0,39} l_1^{0,61}} B;$$

$$C_3 = a(p_{\mathrm{CO_2}} d_e)^{1/3} [0,0513 (t + t_p) - 30,25];$$

$$C_4 = a p_{\mathrm{H_2O}}^{0,8} d_e^{0,6} [0,107 (t + t_p) - 46,5];$$

$C_5 = \frac{D^{0,75}}{d} (2 + 1,375 \cdot 10^{-3} t'')$, cu aproximația $d_i = d_e = d$.

Puterea în ventilatorul de gaze de ardere necesară circulației gazelor de ardere prin treapta supraîncălzitorului de abur se calculează cu formula:

$$N_e = \frac{\Delta p_e V_g T}{102 \times 273 p} \frac{R_g R_T}{R_p} \frac{1}{\eta_v}, \tag{13}$$

în care:

Δp_e este pierderea de presiune la curgerea gazelor de ardere prin treapta supraîncălzitorului de abur, mm H_2O;

p — presiunea medie a gazelor de ardere la treapta supraîncălzitorului de abur, atm;

R_g, R_T, R_p — raportul dintre volumele normale, Nm^3/s, de gaze de ardere, respectiv dintre temperaturile absolute ale gazelor de ardere și respectiv dintre presiunile, atm, gazelor de ardere, la ventilatorul de gaze de ardere și la treapta supraîncălzitorului de abur;

η_v — randamentul ventilatorului de gaze de ardere.

Pierderea de presiune Δp_e, abstracție făcînd de tirajul natural al porțiunii de canal de gaze de ardere în care-i montată treapta supraîncălzitorului de abur, este dată de relația [5]:

$$\Delta p_e = 0,204 \gamma_0 w_0^2 f z_a \frac{T}{273 p}, \tag{14}$$

în care:

γ_0 este greutatea specifică a gazelor de ardere la treapta supraîncălzitorului de abur, kgf/Nm^3;

f — coeficientul ce ține seamă de așezarea țevilor în fascicul și care are valorile:

$$f = \frac{0,08 s_a}{s_p^{1,5}}; \quad f = \frac{0,10}{(s_p - 1)^{1/3}}, \tag{15}$$

după cum țevile sînt dispuse în coloană, respectiv alternat.

Pentru z_a se deduce, în ambele situații prezentate în figurile 1 și 2, expresia:

$$z_a = \frac{s_p S}{\pi l_1 l_2}. \tag{16}$$

Ca urmare, ținînd seamă de relațiile (14), (5), (15) și (16) se calculează Δp_e și în continuare N_e, cu formula (13). Rezultă:

$$N_e = C_6 \frac{s_p^3 f S}{l_2^3 (s_p - 1)^2}, \tag{17}$$

relație în care S și f au, după caz, una dintre valorile date de formulele (12) și respectiv (15), iar cu C_6 s-a notat, pentru simplificare, expresia:

$$C_6 = 0,85 \cdot 10^{-8} \frac{\gamma_0 V_g^3 T^2}{l_1^3 p^2} \frac{R_g R_T}{R_p} \frac{1}{\eta_v}.$$

Pentru calculul puterii N_i necesară curgerii fluidului interior, se vor observa următoarele: la cazanele cu trecere directă (străbatere forțată), puterea N_i va fi determinată de debitul de abur ce trece prin supraîncălzitor și pierderea de presiune în acesta; la cazanele cu circulație naturală, pompa de alimentare trebuie să asigure în tambur o presiune astfel încît, ținîndu-se seamă de pierderea de presiune în supraîncălzitor, să se obțină la ieșire presiunea nominală. Ca urmare, la cazanele cu circulație naturală, puterea N_i va fi determinată de debitul de apă care circulă prin economizor (mai mare decît debitul nominal al cazanului) și de pierderea de presiune în supraîncălzitor.

Considerînd astfel cazanul ca fiind cu circulație naturală, puterea N_i pentru treapta considerată a supraîncălzitorului este:

$$N_i = \frac{\Delta p_i D_a}{102 \eta_p}, \tag{18}$$

în care:

D_a este debitul de apă de alimentare a cazanului, m^3/s;

Δp_i — pierderea de presiune la curgerea aburului prin treapta supraîncălzitorului, mm H_2O;

η_p — randamentul pompei de alimentare.

Pierderea de presiune la curgerea aburului prin supraîncălzitor este dată de suma următoarelor pierderi de presiune ce variază de la o soluție la alta și ca urmare, singurele suficient a fi luate în considerare în cadrul problemei de rezolvat [2]: la intrarea aburului în una din serpentinele legate în paralel la colectorul de intrare, prin frecare în serpentină, la coturile serpentinei și la ieșirea aburului din serpentină în colectorul de ieșire. Cu aproximația considerării vitezei medii și greutății specifice medii a aburului la calculul tuturor rezistențelor, se poate deci scrie:

$$\Delta p_i = \left(\xi_{int} + \frac{\lambda L}{d_i} + \sum \xi_{cot} + \xi_{ieș} \right) \frac{(w'')^2}{2g} \gamma'', \tag{19}$$

unde:

L este lungimea unei serpentine, m;

w'' — viteza medie a aburului în serpentine, m/s;

γ'' — greutatea specifică medie a aburului, kgf/m³;

g — accelerația gravitației, m/s²;

$\lambda, \xi_{int}, \xi_{cot}, \xi_{ieş}$ — coeficientul de frecare în țevi, coeficientul de rezistență la intrare, coeficientul de rezistență în coturi și respectiv coeficientul de rezistență la ieșirea aburului din serpentine în colectorul de ieșire.

Ținînd seamă de formula (16), precum și de numărul de rînduri de serpentine paralele legate în paralel la colectoare, se poate scrie cu suficientă exactitate, pentru dispoziția din figura 1 și respectiv pentru dispoziția din figura 2:

$$\left.\begin{aligned} L &= \frac{z_a}{m} l_2 = \frac{s_p S}{\pi l_1 m} \\ L &= \frac{z_a}{m} l_1 = \frac{s_p S}{\pi l_2 m} \end{aligned}\right\}. \qquad (20)$$

Pentru w'' se deduce relația:

$$w'' = \frac{G \cdot \frac{1}{\gamma''}}{\pi d_i^2} = \frac{D}{3{,}6\, \pi d_i^2 \gamma'' \frac{m}{n} z_p}, \qquad (21)$$

în care z_p are una din valorile (11), corespunzătoare situațiilor din figura 1 și din figura 2.

Coeficienții λ, ξ_{int}, ξ_{cot} și $\xi_{ieş}$ se iau, pentru fiecare caz concret, conform indicațiilor din literatura de specialitate [6]. Dacă toate coturile serpentinelor sînt identice (cel mai adesea la 180°) și ξ_{cot} este rezistența unui cot, atunci:

$$\Sigma\, \xi_{cot} = \left(\frac{z_a}{m} - 1\right) \xi_{cot} = \left(\frac{s_p S}{\pi l_1 l_2 m} - 1\right) \xi_{cot}; \qquad (22)$$

pentru situațiile în care ξ_{int} sau $\xi_{ieş}$ sînt funcție de raportul dintre secțiuni, se va raporta secțiunea de intrare sau de ieșire a tuturor serpentinelor legate în paralel la colector, la secțiunea într-un plan trecînd prin axa longitudinală a colectorului de intrare sau de ieșire și mărginită la conturul acestuia.

Ținînd astfel seamă de relațiile (19), (21) și (22) rezultă:

$$\Delta p_i = C_7 \left[\xi_{int} + \frac{\lambda L}{d_i} + \left(\frac{s_p S}{\pi l_1 l_2 m} - 1\right) \xi_{cot} + \right.$$
$$\left. + \xi_{ieş}\right] \left(\frac{n}{m z_p}\right)^2, \qquad (23)$$

formulă în care L, S și z_p au, după caz, prima sau cea de-a doua valoare dată de relațiile (20), (12) și respectiv (11). Cu C_7 s-a notat, pentru simplificare, expresia:

$$C_7 = \frac{D^2}{2346\, d_i^2\, \gamma''}.$$

Cunoscînd pe Δp_i, se calculează N_i cu formula (18).

Avînd astfel valorile lui S, N_e și N_i, se deduce Z cu relația (1), care va fi funcție de variabilele luate în considerare. Determinarea, cu mijloacele matematice obișnuite, a valorii minime a lui Z, este însă extrem de dificilă. De aceea, practic, problema se va putea rezolva pe cale grafoanalitică, simplificînd calculele prin fixarea pe considerente constructive sau funcționale a două sau chiar trei din cele patru variabile.

Se menționează că la determinarea mărimilor S, N_e și N_i poate fi folosită orice metodă de calcul analitic sau grafic, cu condiția de a se ține seamă pe parcursul calculului de toate influențele variabilelor luate în considerare.

Ca *aplicație*, în figura 3 se dau curbele de variație ale lui S, N_e și N_i cu viteza gazelor de ardere w, precum și cu viteza aburului w'', pentru treapta finală a supraîncălzitorului unui cazan de abur de 120 tf/h, 100 kgf/cm², 540°C, temperatura apei de alimentare 215°C, funcționînd cu gaze naturale.

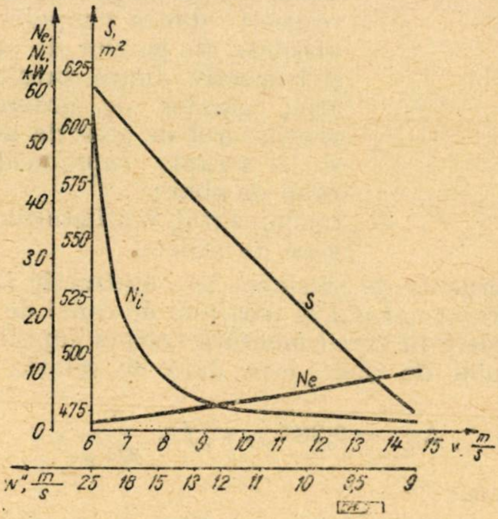


Fig. 3

Se precizează elementele de bază avute în vedere în calcule:

$l_1 = 6{,}35$ m; $l_2 = 4{,}27$ m; $m = 2$; $n = 1$;

— treapta supraîncălzitorului este dispusă ca în figura 1, are țevile în coloană, serpentinele îndoite la 180°, diametrele țevii $d_e/d_i = 0{,}032$ m/0,023 m și pasul mediu relativ longitudinal $s_a = 2{,}44$;

— temperatura aburului la intrare 405°C, temperatura gazelor de ardere la intrare 922°C, temperatura gazelor de ardere la ieșirea din treapta supraîncălzitorului 699°C și circulația fluidelor în echicurent;

— consumul orar de combustibil 9170 Nm^3/h, volumul mediu de gaze de ardere la trecerea prin treapta supraîncălzitorului 12,37 Nm^3/Nm^3 combustibil și greutatea specifică medie a gazelor de ardere 1,24 kgf/Nm^3;

— la ventilator, temperatura gazelor de ardere 124°C și volumul de gaze de ardere 13,52 Nm^3/Nm^3 combustibil;

— randamentul ventilatorului de gaze de ardere și randamentul pompei de alimentare 0,6.

Valorile lui S au fost stabilite folosind lucrarea [7], iar valorile lui N_e și N_i cu formulele din prezentul articol.

Se observă o creștere mare a puterii N_i pentru viteze ale gazelor de ardere sub 7 m/s, respectiv pentru viteze ale aburului mai mari de 18 m/s.

Pe baza valorilor determinate pentru S, N_e, N_i și a elementelor de calcul de ordin economic din componența lui Z, se deduce variația acestuia cu w, valoarea minimă precizînd soluția optimă.

Concluzii. La variația fluidelor care curg printr-un schimbător de căldură prin convecție al unui cazan, variază mărimea suprafeței de schimb de căldură, cum și puterile necesare circulației fluidelor și poate fi influențată calitatea oțelului folosit în construcția schimbătorului. Ca urmare, trebuie să fie determinate vitezele optime de curgere ale fluidelor.

În cadrul lucrării se analizează mai întîi influențele ce apar la variația vitezei fluidelor, se prezintă apoi principiul metodei de stabilire a vitezelor optime din punct de vedere economic, se precizează elementele constructive variabile care determină variația vitezei fluidelor în diverse situații și care trebuie luate în considerare la proiectarea unui cazan, stabilindu-se, pentru exemplificare, metodica de calcul al vitezelor optime la curgerea prin supraîncălzitor, avînd în vedere problemele speciale pe care acesta la ridică și complexitatea mai mare a calculului față de cazul celorlalte schimbătoare de căldură prin convecție realizate din țevi.

[1] *Gheorghiu, Ș.* și *Antonescu, Gh.* Dimensionarea economică a schimbătoarelor finale de căldură ale agregatelor de cazane de abur. În: Buletinul Institutului Politehnic București, nr. 2, 1962. [2] *Postelnicescu, M.* Indicatorii eficienței economice în cazul asimilării de noi produse. În: Construcția de mașini, nr. 10, 1964. [3] *Postelnicescu, M.* Metodă de calcul direct al suprafețelor de convecție ale cazanelor de abur cu țevi de apă. În: Metalurgia și Construcția de mașini, nr. 12, 1960. [4] *Postelnicescu, M.* Contribuții la calculul suprafețelor fierbătoare de convecție ale cazanelor de abur cu țevi de apă. În: Buletinul Institutului Politehnic București, nr. 3—4, 1957. [5] *Schack, A.* Der Industrielle Wärmeübergang. Düsseldorf, Verlag Stahleisen, 1957, [6] Manualul inginerului termotehnician; vol. 1, cap. 7.4. București, Editura tehnică, 1961. [7] *Colectiv.* Cazane de abur și recipiente sub presiune; cap. 11. București, Editura tehnică, 1964.

CZ 621.825: 518.3

Nomograme utile în studiul unor probleme de cuplaj mecanic

AURELIAN STAN

În diversele aplicații ale mecanicii se întîlnesc adeseori situații în care unele piese în mișcare sau unele mașini sau agregate care posedă două sau mai multe grade de libertate interacționează, producînd cuplaje. Astfel de situații există și în cazul vibrațiilor mașinilor.

1. O mașină sau un agregat în funcționare avînd în general șase grade de libertate — trei translații și trei rotații — studiul amortizării vibrațiilor unei astfel de mașini este în general complicată. Dacă în montare există anumite plane de simetrie, numărul gradelor de libertate se reduce de la șase la două-trei, aducîndu-se unele simplificări în studiul și realizarea montajului. Cu toate acestea, din motive constructive și de montare, adesea este greu de realizat o independență completă a vibrațiilor pentru toate gradele de libertate, chiar dacă numărul acestora se reduce.

Cel mai adesea există cuplaj între vibrațiile corespunzătoare a două grade de libertate (de exemplu între două translații, o translație și o rotație etc.) sau chiar între vibrațiile corespunzătoare mai multor grade de libertate.

Lucrarea de față se referă la această problemă a cuplajului mecanic, privită din punctul de vedere mai general, al construirii unor nomograme care să ușureze analiza unor astfel de probleme de cuplaj.

Pentru soluționare s-a pornit de la faptul cunoscut [1] că în cazul vibrațiilor unui sistem mecanic cu două grade de libertate (fig.1) pătratele pulsațiilor naturale ale sistemului sînt:

$$\omega_1^2 = \frac{k_1 + k}{m_1}; \ \omega_2^2 = \frac{k_2 + k}{m_2}; \ \omega_k^2 = \frac{k}{\sqrt{m_1 \cdot m_2}}, \quad (1)$$

iar pătratele ω'^2, ω''^2 pulsațiilor proprii :

$$\omega'^2, \omega''^2 = \frac{1}{2}(\omega_1^2+\omega_2^2) \pm \frac{1}{2}\sqrt{(\omega_1^2-\omega_2^2)^2+4\mu^2\omega_1^2\omega_2^2} \tag{2}$$

sînt rădăcinile ecuației bipătrate :

$$\omega^2 - (\omega_1^2+\omega_2^2)\omega^2 + (1-\mu^2)\omega_1^2\omega_2^2 = 0, \tag{3}$$

unde μ, factorul de cuplaj are valoarea :

$$\mu = \frac{k}{\sqrt{(k_1+k)(k_2+k)}}; \quad 0 \leqslant \mu \leqslant 1. \tag{4}$$

Valorile pulsațiilor proprii pot fi aflate, fie analitic, fie grafic prin construcția clasică a cercului Mohr (fig. 2). Construcția grafică permite o analiză sugestivă a proprietăților care privesc vibrațiile sistemului cu două grade de libertate. Din interpretarea graficului se observă imediat următoarele :

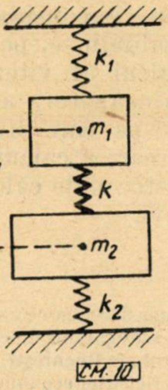


Fig. 1

— cuplajul îndepărtează pulsațiile naturale de cele proprii ;

— pulsațiile proprii sînt exterioare celor naturale și sînt cu atît mai depărtate de acestea cu cît cuplajul este mai larg, atingînd valorile extreme pentru valoarea $\mu = 1$ a factorului de cuplaj, cînd cercul lui Mohr trece prin 0 ;

— în cazul unui cuplaj foarte slab pulsațiile proprii sînt $\omega'^2 = (1-\mu)\omega_1^2$ și $\omega''^2 = (1+\mu)\omega_1^2$.

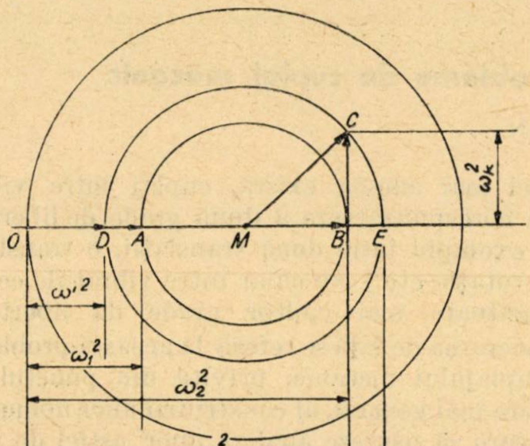


Fig. 2

Pornind de la construcția cercului Mohr s-au construit două abace care ușurează mult rezolvarea grafică a unor probleme ca cele de mai sus, cînd parametrii m_1, m_2, k_1, k_2, k variază.

Pentru o mai mare generalitate, pentru a da posibilitatea folosirii abacelor în situații cît mai variate, s-a transformat ecuaţia de pulsaţii într-o ecuaţie adimensională în funcţie de doi parametri λ şi u prin împărţirea cu una din pulsaţiile naturale admisă ca pulsaţie de referință [2]. Cu notațiile $\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} = \lambda$ şi $\frac{\omega^2}{\omega_1^2} = u$ ecuația (3) devine :

$$u^2 - (1+\lambda)u + (1-\mu^2)\lambda = 0. \tag{3'}$$

Pentru diferite valori ale parametrului λ și ale coeficientului de cuplaj, μ, $0 \leqslant \mu \leqslant 1$, nomograma are forma din figura 3, din care rezultă următoarele :

— asimptota $u = 1$ poate fi privită ca reprezentînd pulsaţia naturală de referinţă ω_1^2 la care se raportează celelalte valori ;

— asimptota $\lambda = u$ corespunde pulsaţiei naturale ω_2^2 ;

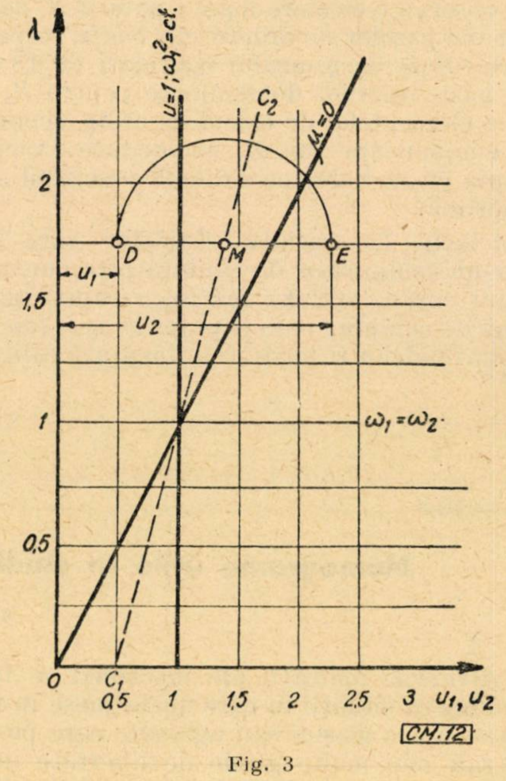


Fig. 3

— familiile de curbe u_1, u_2 corespund pulsaţiilor ω_1^2, respectiv ω_2^2, pentru diferite valori constante ale factorului de cuplaj μ şi variabile ale parametrului λ ;

— micşorînd cuplajul (valori mici pentru μ), pulsaţia proprie tinde către pulsaţia naturală cea mai apropiată, ω'^2 către $\omega_2{}^2$ dacă $\lambda < 1$ şi către $\omega_1{}^2$ dacă $\lambda > 1$ şi invers, ω''^2 către $\omega_1{}^2$ dacă $\lambda < 1$ şi către $\omega_2{}^2$ dacă $\lambda > 1$.

Dreapta punctată C_1C_2 reprezintă locul centrelor cercurilor Mohr. Pentru un cuplaj dat şi în apropierea coincidenţei frecvenţelor naturale, frecvenţele proprii diferă cel mai mult de acestea, iar la un dezacord mare (λ tinzînd la zero, sau către ∞), frecvenţele proprii sînt foarte apropiate de cele naturale.

Pentru valori crescînde ale factorului de cuplaj, pulsaţiile proprii se îndepărtează din ce în ce mai mult de pulsaţiile naturale. Pe baza celor indicate s-a construit nomograma din figura 4.

Această nomogramă corespunde unui cuplaj elastic, care provine din variaţia energiei potenţiale :

$$U(x_1,\ x_2) = \alpha_{11}\, x_1^2 + 2\alpha_{12}\, x_1\, x_2 + \alpha_{22} x_2^2,$$

a cărui coeficient de cuplaj este :

$$\mu = \frac{\alpha_{12}}{\sqrt{\alpha_{11}\cdot\alpha_{22}}}.$$

Dar în numeroase probleme tehnice (de exemplu în cazul fundaţiilor pe teren elastic) poate să apară un cuplaj inerţial, ce provine din energie cinetică :

$$E_c = \beta_{11}\dot{x}_1^2 + 2\beta_{12}\dot{x}_1\dot{x}_2 + \beta_{22}\dot{x}_2^2,$$

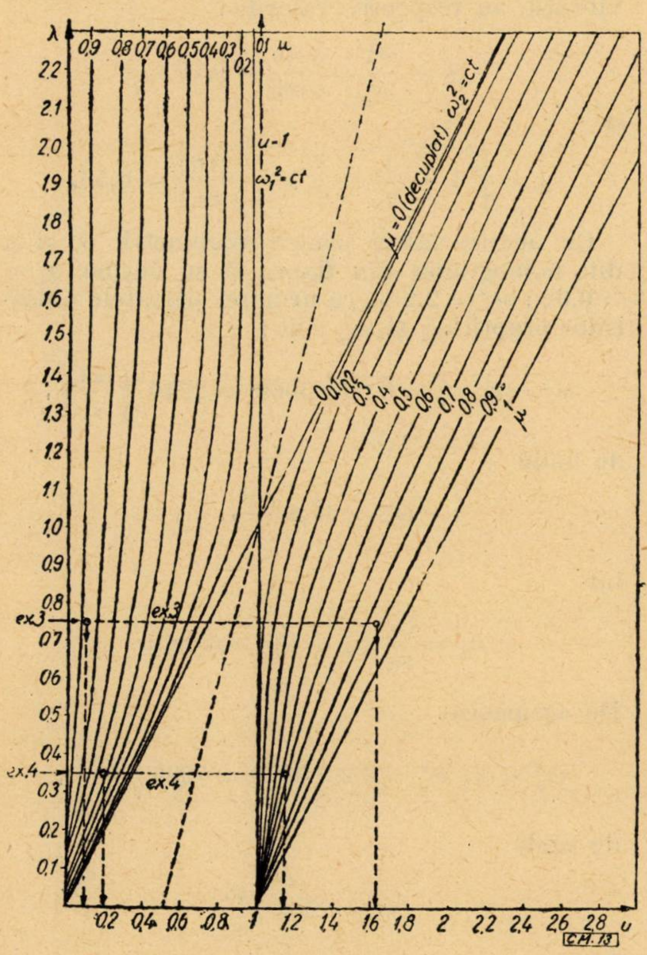


Fig. 4

avînd un coeficient de cuplaj

$$\mu = \frac{\beta_{12}}{\sqrt{\beta_{11}\cdot\beta_{22}}}.$$

În cazul unui asemenea cuplaj ecuaţia pulsaţiilor proprii corespunzătoare, exprimată tot sub formă adimensională, devine :

$$(1 - \mu^2)\, u^2 - (1 + \lambda)\, u + \lambda = 0, \qquad (6)$$

a cărei reprezentare pentru diferite valori ale factorului de cuplaj μ şi parametrului adimensional λ se arată în nomograma din figura 5.

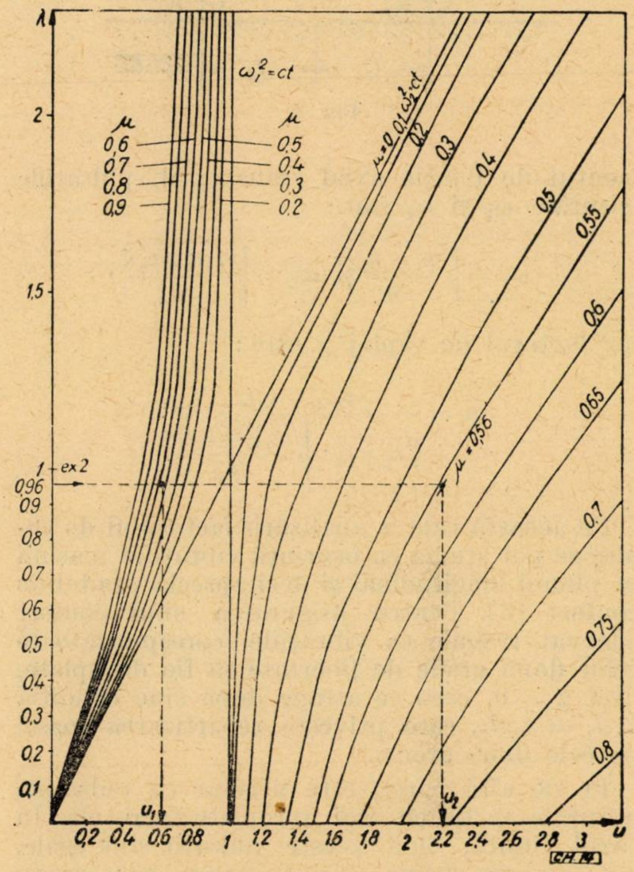


Fig. 5

2. Pentru aplicarea nomogramelor construite, în cazul diferitelor probleme de cuplaj, problema esenţială constă mai întîi în a stabili care sînt vibraţiile corespunzătoare diferitelor grade de libertate cuplate şi apoi a stabili factorul de cuplaj. Practic, pentru un sistem mecanic cu mai multe grade de libertate, pulsaţiile naturale ale vibraţiilor corespunzătoare unui grad de libertate oarecare se determină blocînd toate celelalte grade de libertate, în afară de cel în cauză.

Prin folosirea coordonatelor adimensionale, nomogramele construite au o mare generalitate şi de aceea pot fi folosite în diferite domenii, după ce au fost calculate pulsaţiile naturale şi după ce a fost determinat coeficientul de cuplaj.

3. *Exemplul 1.* Se ştie că în cazul unei suspensii auto, se poate neglija într-o primă aproximaţie mişcarea de *ruliu*, care are o importanţă mai mică şi care este de obicei decuplată

de celelalte mişcări. În acest caz, pentru studiul vibraţiilor într-un plan longitudinal, notînd cu k_1, k_2 constantele elastice ale arcurilor suspensiei, cu M masa totală suspendată şi cu J_y momentul de inerţie axial transversal, pulsaţiile naturale ω_1 şi ω_2 sînt:

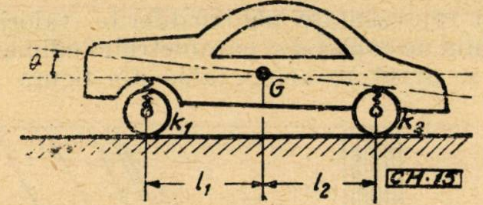


Fig. 6

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{M}} \text{ şi } \omega_2 = \sqrt{\frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{J_y}},$$

iar factorul de cuplaj μ este:

$$\mu = \frac{k_1 l_1 - k_2 l_2}{\sqrt{k_1 + k_2} \cdot \sqrt{\frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_1^2}{J_y}}}.$$

Pe această cale a analizării factorului de cuplaj se pot studia cu uşurinţă vibraţiile maşinii în planul longitudinal şi deci aprecia gradul de confort [3]. Pentru asigurarea unui confort adecvat trebuie ca vibraţiile corespunzătoare celor două grade de libertate să fie decuplate, deci $\mu = 0$, ceea ce atrage după sine condiţia $k_1 . l_1 = k_2 . l_2$, care priveşte repartizarea masei pe cele două arcuri.

Pe de altă parte, este necesar ca pulsaţiile naturale să fie cît mai apropiate între ele. În cazul limită, cînd aceste pulsaţii sînt egale, $\omega_1 = \omega_2$, se obţine $\lambda = 1$; acest caz corespunde pe nomogramă punctului de intersecţie al asimptotelor. Din egalitatea pulsaţiilor naturale, ţinînd seamă şi de condiţia precedentă referitoare la modul de repartizare a masei pe cele două arcuri, se obţine condiţia clasică $\rho^2 = l_1 . l_2$, ce defineşte poziţia centrului de masă, unde ρ este raza de inerţie corespunzătoare momentului de inerţie J_y.

Exemplul 2. Să luăm cazul unei maşini cu abur aşezată direct pe teren avînd următoarele caracteristici [4]:

greutatea maşinii complete $G_m = 18{,}0$ tf
turaţia de regim a maşinii $n = 124$ rot/min
forţa orizontală neechilibrată $P_{x_0} = 7{,}5$ tf
greutatea fundaţiei $G_f = 171{,}\ 0$ tf
greutatea totală $G_T = 189{,}5$ tf
aria tălpii fundaţiei $A = 33{,}12\ \text{m}^2$
momentul de inerţie axial principal al masei sistemului $J_y = 141{,}6\ \text{tfms}^2$
momentul de inerţie al masei sistemului, faţă de o axă paralelă cu precedenta, trecînd prin centrul de greutate al tălpii fundaţiei $J_c = J_y + mh^2 = 204{,}6$
cota centrului de greutate al sistemului faţă de talpă $h = 1{,}8$ m
masa totală a sistemului $m = \frac{G_T}{g} = 19{,}35\ \text{tfs}^2 m^{-1}$
momentele de inerţie axiale principale ale ariei tălpii fundaţiei $I_x = 46{,}9\text{m}^4$; $I_y = 186{,}2\text{m}^4$
coeficienţii elastici ai terenului (k_z, k_x, k_y)
$k_z = c_z \cdot A = 3000 \times 33{,}12 = 99\,360$ tf/m
$k_x = c_x \cdot A \approx (0{,}7\ c_z)\, A = 69\,500$ tf/m
$k_y = c_y \cdot I_y = 3800 \times 186 = 707\,600$ tf/m

Pulsaţiile naturale ω_z, ω_x, ω_φ sînt date de relaţiile:

$$\omega_z^2 = \frac{c_z \cdot A}{m} = 5130, \left(\frac{\text{rad}^2}{\text{s}}\right)^2;$$

$$\omega_x^2 = \frac{c_x A}{m} = 3600, \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2;$$

$$\omega_\varphi^2 = \frac{c_\varphi I_y - G_T . h}{J_c} = 3450, \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2.$$

Coeficientul adimensional λ şi coeficientul de cuplaj μ corespunzător celor două moduri de vibraţie au respectiv valorile:

$$\lambda = \frac{\omega_\varphi^2}{\omega_x^2} = \frac{3\,450}{3\,600} = 0{,}96$$

şi

$$\mu = \sqrt{1 - \frac{J_y}{J_c}} = \sqrt{1 - \frac{141{,}6}{204{,}6}} = 0{,}56.$$

Cu aceste valori pentru parametrii λ şi μ din nomograma din figura 5 se obţine $u_1 = 0{,}62$; $u_2 = 2{,}2$ şi, ca urmare, pătratele pulsaţiilor proprii ω'_x şi ω'_φ sînt:

$$\omega_x'^2 = u_1 \cdot \omega_x^2 = 0{,}62 \times 3600 = 2240 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2,$$

de unde

$$\omega'_x = 47{,}4 \frac{\text{rad}}{\text{s}},$$

iar

$$n_1 = \frac{60}{2\pi} \cdot \omega'_x = 455 \text{ rot/min.}$$

De asemenea,

$$\omega_\varphi'^2 = u_2 \cdot \omega_x^2 = 2{,}2 \times 3600 = 7920 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2,$$

de unde

$$\omega'_\varphi = 89{,}1 \frac{\text{rad}}{\text{s}},$$

iar

$$n_2 = \frac{60}{2\pi} \cdot \omega'_\varphi = 850 \text{ rot/min,}$$

care nu diferă practic de valorile aflate prin calcul direct.

În afară de problema pusă de către vibraţiile maşinilor, în cazul cuplajului dintre două moduri de vibraţie cum sînt problemele tratate mai sus, referitoare la : montarea maşinilor rotative pe un teren elastic şi suspensia unui autovehicul, există şi alte numeroase probleme din domeniul mecanic, care de fapt sînt tot probleme de cuplaj. Astfel se poate menţiona determinarea eforturilor unitare normale maxime şi a deformaţiilor într-o stare de solicitare plană, determinarea momentelor de inerţie axiale maxime ale ariilor etc.

Exemplul 3. Dîndu-se starea plană de eforturi definită de valorile $\sigma_y = 400$ kgf/cm², $\sigma_x = 300$ kgf/cm² ; $\tau_{xy} = 300$ kgf/cm² se cere să se afle eforturile unitare normale maxime σ_1, σ_2. Factorul de cuplaj μ este :

$$\mu = \frac{\tau_{xy}}{\sqrt{\sigma_x \cdot \sigma_y}} = \frac{300}{\sqrt{300 \times 400}} = 0,865,$$

iar coeficientul adimensional respectiv :

$$\lambda = \frac{\sigma_x}{\sigma_y} = \frac{300}{400} = 0,75.$$

Intrînd cu aceste valori λ şi μ în nomograma din figura 4 rezultă $u_1 = 1,63$; $u_2 = 0,112$ şi ca urmare eforturile unitare normale maxime σ_1 şi σ_2 sînt :

$$\sigma_1 = u_1 \cdot \sigma_y = 1,63 \times 400 = 652 \text{ kgf/cm}^2 ;$$

$$\sigma_2 = u_2 \cdot \sigma_y = 0,112 \times 400 = 44,8 \text{ kgf/cm}^2.$$

Exemplul 4. Să se calculeze cu ajutorul nomogramei momentele de inerţie axiale principale centrale I_ξ, I_η, ale unui cornier cu aripi neegale 60 × 90 × 10 cm.

Din STAS 425—49 avem momentele de inerţie axiale centrale $I_x = 276$ cm⁴ ; $I_y = 98,1$ cm⁴, coordonatele centrului de greutate $e_x = 3,92$ cm ; $e_y = 1,95$ cm şi aria secţiunii $A = 19,1$ cm².

Prin calcul se obţine momentul de inerţie centrifug $I_{xy} = - 94,25$ cm⁴. Cu aceste notaţii rezultă :

$$|\mu| = \frac{I_{xy}}{\sqrt{I_x \cdot I_y}} = \frac{94,25}{\sqrt{276 \times 98,1}} = 0,575 ;$$

$$\lambda = \frac{I_y}{I_x} = \frac{98,1}{276} = 0,355.$$

Pentru valorile λ şi μ calculate, din nomograma din figura 4 se obţine : $u_1 = 0,2$ şi $u_2 = 1,15$ şi ca urmare momentele de inerţie principale axiale sînt :

$$I_\xi = u_1 \cdot I_x = 0,2 \times 276 = 55,2 \text{ cm}^4 ;$$

$$I_\eta = u_2 \cdot I_x = 1,15 \times 276 = 317,4 \text{ cm}^4,$$

valori calculate cu o eroare mai mică decît 1%.

4. Din cele expuse rezultă că în cazul vibraţiilor cu două grade de libertate, odată determinate frecvenţele (pulsaţiile) naturale şi calculat factorul de cuplaj, nomogramele construite permit o determinare rapidă şi cu suficientă precizie a frecvenţelor (pulsaţiilor) proprii. Ele permit şi analizarea problemei inverse mai dificilă şi anume, ce factor de cuplaj trebuie ales pentru a realiza un anumit dezacord (anumită diferenţă) între frecvenţele naturale şi cele proprii? Acest lucru este posibil datorită reprezentării pe un acelaşi grafic a pulsaţiilor naturale şi a celor proprii.

Nomogramele construite au o mare generalitate şi pot fi folosite în domenii foarte variate unde apar probleme de cuplaj mecanic, aşa cum s-a arătat, sau în probleme asemănătoare din alte domenii.

---

[1] *Grumăzescu, M., Stan, A.* şi alţii. Combaterea zgomotului şi vibraţiilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1964. [2] *Strelcov, S. P.* Introducere în teoria oscilaţiilor. Traducere din limba rusă. Bucureşti. Editura tehnică, 1954. [3] *Rocard, Y.* L'instabilité en mécanique. Paris, Masson, 1954. [4] *Buzdugan, Gh.* şi alţii. Fundaţii de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

CZ 621:338.063.5

Criterii pentru stabilirea eficacității economice a investițiilor în ramura construcțiilor de mașini

Ing. ADRIAN DUMITRESCU

Înfăptuirea politicii de creștere și perfecționare a forțelor de producție pe baza industrializării socialiste a țării a imprimat industriei constructoare de mașini un ritm rapid de dezvoltare. Deosebit de bogată în realizări a fost perioada șesenalului, care s-a încheiat în anul expirat. Producția globală preliminată a industriei constructoare de mașini a depășit de 2,6 ori nivelul atins în 1959 (finele cincinalului anterior), realizîndu-se un ritm mediu anual de creștere de peste 17% față de 14% cît s-a prevăzut. Ponderea acestei ramuri în producția industrială totală a fost la sfîrșitul anului de 28%, cu 5% mai mare decît în 1959.

Planul de dezvoltare a economiei noastre naționale în perioada 1966—1970 are în vedere necesitatea de a obține din producția internă aproximativ două treimi din cantitatea de mașini, instalații și utilaje pentru înzestrarea ramurilor economiei naționale. Producția industriei construcțiilor de mașini va crește cu circa 75% pînă în 1970, cu un ritm mediu anual de peste 12%, ritm superior celui pe ansamblul industriei. Această dezvoltare este legată de un volum important de investiții din fondurile centralizate ale statului, pentru a căror realizare Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. prevăd următoarele :

,,Se va acorda în continuare o atenție deosebită creșterii eficienței economice a investițiilor, fiind alese cele mai bune variante de proiect care să prevadă adoptarea de capacități de mărime optimă, procese tehnologice și utilaje de înaltă productivitate — la nivelul tehnicii avansate — cele mai judicioase amplasamente și soluții constructive menite să contribuie la scurtarea substanțială a duratei de execuție a construcțiilor".

Investițiile se stabilesc avîndu-se în vedere dezvoltarea planică și proporțională a economiei naționale, pe baza metodei de planificare cu ajutorul balanțelor, ținînd seama de creșterea cu precădere a producției mijloacelor de producție, în vederea asigurării reproducției socialiste lărgite.

Alegerea soluției celei mai avantajoase, în vederea satisfacerii unor nevoi determinate în economia națională, se face însă pe bază de calcule tehnico-economice. În efectuarea acestor calcule, problema cheie o constituie stabilirea și aplicarea unor criterii juste pentru determinarea eficacității economice a investițiilor respective, criterii care trebuie să țină seama de toți factorii care influențează problema.

Determinarea eficacității economice făcîndu-se prin calcule tehnico-economice, folosește elemente care se pot exprima cantitativ, în alegerea unei soluții putînd interveni și alți factori (sociali-politici) care nu pot fi însă exprimați în același mod.

Se consideră că este corect să nu se amestece cele două categorii de factori, deoarece este greu să se compare aspectele tehnico-economice cu cele social-politice, acestea din urmă putînd interveni în unele cazuri cu o pondere specială.

În esență, eficacitatea economică — în situații comparabile — reprezintă maximum de avantaje economice cu cele mai mici investiții și cheltuieli de producție luate împreună.

Calculul eficacității economice și deci criteriile alese pot fi folosite în rezolvarea diferitelor probleme legate de realizarea de obiective noi, sistematizarea sau reprofilarea uzinelor existente și îmbunătățirea unor procese tehnologice, de introducere a tehnicii noi, respectiv a unor mecanizări și automatizări.

În economia socialistă, venitul național înregistrează o creștere continuă datorită sporirii și perfecționării neîntrerupte a producției, care se dezvoltă în concordanță cu legea economică fundamentală a socialismului și cu celelalte legi economice obiective care acționează în economia socialistă.

Creșterea venitului național se realizează pe seama a doi factori : prin creșterea productivității muncii sociale și prin sporirea numărului muncitorilor în producție.

Rezultă de aici că creșterea venitului național este legată nemijlocit de sporul de productivitate a muncii, determinată de punerea în funcțiune a noilor investiții și implicit de reducerea corespunzătoare a cheltuielilor de muncă socială pe unitatea de producție. Deci, eficacitatea economică a unei investiții va trebui să fie examinată ținîndu-se seama de contribuția ei sub toate aspectele la creșterea venitului național.

Această contribuție va trebui să țină seama de influența asupra economiei naționale a realizării eșalonate în timp a investițiilor (termenele de punere la dispoziție a fondurilor de investiții în perioada de construcție), cum și de efectul economic al punerii în funcțiune parțial sau total asupra venitului național.

Mărimea efortului de investiții, inițial și final, precum și eșalonarea acestuia în timp au un rol important pentru raportul dintre acumulare și consum în cadrul distribuirii venitului național.

Din punctul de vedere al dinamicii venitului național, nu este indiferent faptul că, pentru aceeași producție, investițiile se fac mai devreme sau mai tîrziu, sau cu eșalonări diferite în timp, rezultînd în general mai avantajoase din acest punct de vedere obiectivele care se pot realiza într-un termen mai scurt. Pe de altă parte și realizarea unor obiective într-un termen mai lung — obiective rentabile, cu preț de cost mic și durată mare de existență — poate să apară justificată din punct de vedere al eficacității economice.

O importanță deosebită în determinarea eficacității economice a investițiilor o are deci și factorul timp.

De asemenea, în cadrul investițiilor, trebuie să se țină seama, acolo unde este cazul, de imobilizările care se fac în mijloacele circulante, necesare exploatării în soluțiile respective.

În examinarea comparativă din punctul de vedere al eficacității economice a diferitelor soluții, mai intervin pe lîngă investiții cu eșalonarea lor în timp și cheltuielile anuale respective pentru realizarea producției. Aceste cheltuieli anuale se referă la profilul final al obiectivului studiat. În acele cazuri în care există puneri în funcțiune parțiale, este necesar să se introducă în calcul și cheltuielile anuale din anii intermediari.

Cheltuielile anuale nu dau însă o imagine completă asupra eficacității economice, deoarece acestea nu cuprind munca pentru societate. În compararea diferitelor soluții trebuie să se țină seama și de repercusiunile economice determinate de punerile în funcțiune parțiale și finale la termenele respective. Acest efect se reflectă prin realizarea unui venit net, care diferă anual și pe perioada examinată în soluțiile care se compară și care mărește într-o măsură mai mare sau mai mică fondul de acumulare al venitului național, ajutînd astfel economia națională în rezolvarea sarcinilor sale privind reproducția socialistă.

Este de menționat că toate soluțiile luate în considerare spre comparare trebuie să fie echivalente, adică trebuie să asigure satisfacerea aceleiași necesități.

Scopul calculelor tehnico-economice este alegerea celei mai economice variante în rezolvarea unei anumite probleme pentru satisfacerea unei necesități oarecare a economiei naționale.

Prețul de cost al producției nu reprezintă o imagine deplină despre economicitate, deoarece nu ține seamă de consumul pe societate al muncii depuse pentru fabricarea produsului sau realizarea unei prestații. Pînă în prezent nu există încă vreo metodă recunoscută în general de determinare a valorii producției.

Economicitatea variantei trebuie apreciată luînd în considerare atît investițiile de capital inițiale, cît și cheltuielile curente (cheltuielile de producție). De aceea, pentru evaluarea costului prin comparație a variantelor în prezent, trebuie să se folosească metoda termenului de recuperare care confruntă investițiile cu cheltuielile viitoare de fabricație, adică cu prețul de cost al producției.

Indicatorii valorici sînt hotărîtori la evaluarea tehnico-economică a variantelor. Proprietățile calitative ale tuturor variantelor comparate trebuie evaluate după posibilitatea în exprimare valorică. Numai în cazurile cînd această exprimare nu este posibilă, se va recurge la evaluarea calitativă suplimentară a variantelor, cu ajutorul unor indicatori.

La evaluarea economicității a două sau mai multe variante, fiecare din variantele ce se compară trebuie să fie determinată pornindu-se de la condițiile economicității maxime respective.

Variantele ce se compară trebuie să fie confruntate, asigurîndu-se un efect identic (aceeași producție sau aceleași prestații).

Metoda timpului de recuperare T_r, respectiv a eficacității economice e, constă în confruntarea diferenței de investiții capitale pe variante cu economia prețului de cost, fiind definite prin relațiile :

$$T_r = \frac{I_2 - I_1}{C_1 - C_2} = \frac{\Delta I}{\Delta C}, \text{ ani}; \qquad (1)$$

$$e = \frac{C_1 - C_2}{I_2 - I_1} = \frac{1}{T_r} = \frac{\Delta C}{\Delta I}, \text{ ani}^{-1}, \qquad (2)$$

în care I_1, C_1 reprezintă investițiile capitale și prețul de cost al producției anuale (cheltuielile de producție anuale) a primei variante, iar I_2, C_2 cele ale variantei a doua.

Timpul de recuperare T_r a investițiilor suplimentare ΔI, respectiv coeficientul e de eficacitate economică, obținuți prin relațiile (1), și (2), trebuie să fie comparați cu timpul de recuperare normat T_n sau cu coeficientul e_n normat ; în funcție de rezultatele comparate se alege o soluție sau alta ;

$$T_r \gtreqless T_n\,; \; e \lesseqgtr e_n. \qquad (3)$$

În cazul în care $\Delta I = 0$ și $\Delta C = 0$, există nedeterminare, adică nici criteriul prețului de cost și nici criteriul investiției nu intervin, alegerea soluției urmînd a se face pe baza altor criterii tehnico-economice și social-politice.

Dacă $\Delta I \neq 0$ și $\Delta C = 0$, rezultă $T_r = \infty$, adică există echivalență între prețurile de cost, alegerea soluției urmînd a se face numai pe baza criteriului investiției minime.

Cînd $\Delta I = 0$ și $\Delta C \neq 0$, alegerea soluției se va face pe baza criteriului prețului de cost minim.

În situația $\Delta I \neq 0$ și $\Delta C \neq 0$, intervine alegerea soluției pe baza timpului de recuperare, respectiv a coeficientului de eficacitate economică a investiției.

Valoarea timpului de recuperare normat T_n se poate introduce direct în formula de calcul (1), obţinîndu-se :

$$C_1 + \frac{I_1}{T_n} \gtrless C_2 + \frac{I_2}{T_n}, \text{ lei/an.} \tag{4}$$

Expresia (4) determină varianta cu valoare minimă a totalului cheltuielilor, adică aceea care satisface condiţia :

$$C + \frac{I}{T_n} = \text{minim, lei/an.} \tag{5}$$

Formula de calcul (1) este valabilă numai pentru comparaţia a cîte două variante. Formula (5) poate fi folosită la confruntarea oricărui număr de variante şi de aceea este mai convenabilă într-o serie de cazuri.

Întrucît coeficientul de eficacitate este inversul timpului de recuperare [relaţia (2)], formula (5) se poate scrie :

$$K = C + \frac{I}{T_n} = C + Ie_n = \text{minim, lei/an,} \tag{6}$$

K reprezentînd cheltuielile de calcul; expresia (6) se numeşte „formula cheltuielilor de calcul”.

Valoarea timpului de recuperare normat T_n, respectiv a coeficientului de eficacitate normat e_n, se fixează pe ramură şi are un caracter unic.

Imposibilitatea stabilirii unui coeficient normativ al eficacităţii economice unic pentru întreaga economie naţională este determinată de considerentele prezentate în continuare.

În primul rînd, diversele ramuri de producţie au o înzestrare tehnică diferită şi un nivel diferit al productivităţii muncii. Nivelul mediu al productivităţii sociale în diferite ramuri nu poate fi unic. Prin urmare, şi coeficientul eficacităţii economice trebuie să difere de la o ramură la alta.

În al doilea rînd, în conformitate cu cerinţele obiective ale legii dezvoltării planice, proporţionale şi ale legii economice fundamentale a socialismului, ritmul de dezvoltare a diverselor ramuri diferă. Mărimea investiţiilor diferă şi ea de la o ramură la alta. Producţia mijloacelor de producţie, de pildă, se dezvoltă într-un ritm mai rapid decît producţia obiectelor de consum. De aceea, bineînţeles, coeficientul normativ al eficacităţii, care se calculează ţinînd seama de ritmul de creştere a productivităţii muncii într-o ramură sau alta, nu poate fi unic pentru toate ramurile.

În al treilea rînd, productivitatea muncii este o reflectare a eficacităţii muncii concrete. Numai în cadrul producţiei omogene este posibilă comensurarea nivelurilor productivităţii muncii, deoarece numai în acest domeniu efectul economic este comensurabil. De aici rezultă că este justificată şi admisibilă comensurarea rezultatelor efectului economic al investiţiilor în general şi al tehnicii noi în particular, numai sau aproape numai pentru o ramură, în cadrul unei producţii omogene sau interschimbabile.

Prin natura sa economică, recuperarea investiţiilor nu are nimic comun cu amortizarea fondurilor fixe. Mijloacele de muncă care funcţionează în producţia socialistă îşi transferă treptat valoarea lor în fondul de amortizare, care apare ca o sursă de finanţare a reparaţiilor capitale şi a înlocuirii totale a acestor mijloace de muncă după uzarea lor. Cu ajutorul amortizării se înfăptuieşte înlocuirea economică a fondurilor fixe.

Prin natura sa economică, timpul de recuperare nu exprimă procesul de amortizare, ci procesul de restituire către societate a investiţiilor pentru construcţia fondurilor fixe, pe seama economiilor realizate la cheltuielile de exploatare.

Prin urmare, compensarea investiţiilor pe seama economiilor realizate la cheltuielile de exploatare nu se desfăşoară de-a lungul întregii perioade de amortizare, ci numai în cursul acelei perioade relativ scurte, cînd cheltuielile de producţie din întreprinderea respectivă nu coincid cu cheltuielile de producţie socialmente necesare.

Dacă în decursul întregii perioade de funcţionare investiţiile s-ar recupera numai prin amortizare, societatea nu ar putea să depăşească, în general, limitele reproducţiei simple.

Cu cît recuperarea investiţiilor se înfăptuieşte mai repede, cu atît este mai rapid ritmul reproducţiei socialiste, cu atît creşte mai repede volumul fizic al venitului naţional, iar odată cu el fondul de consum şi fondul de acumulare.

Timpul de recuperare ca indicator al eficacităţii investiţiilor depinde nemijlocit de uzura morală a fondurilor fixe. Reducerea valorii de reproducţie a uneltelor de muncă, ca urmare a progresului tehnic, accelerează viteza de rotaţie a investiţiilor pe seama economiilor realizate la cheltuielile curente şi sporeşte eficacitatea cheltuielilor capitale.

În componenţa preţului de cost din formulele (1), (2), (5) şi (6) intră şi cotele de amortizare, întrucît excluderea amortizării ar face imposibilă determinarea economiei reale realizată la cheltuielile curente, deoarece modificarea ponderii fondurilor fixe este un indicator important al modificării preţului de cost, îndeosebi în ramurile ce necesită un volum mare de fonduri fixe. De multe ori, reducerea cheltuielilor de muncă vie pe o unitate de produs este însoţită de mărirea amortizării şi invers. De aceea, dezvăluirea economiei anuale la cheltuielile curente este posibilă numai pe baza calculului întregii valori a producţiei sau a preţului de cost complet al producţiei.

În al doilea rînd, excluderea amortizării pune într-o situaţie neavantajoasă variantele ce se caracterizează prin termene de funcționare îndelungate, întrucît normele de amortizare sînt aici mai mici decît în variantele cu termene mai scurte. De aceea, în calculul pe un an, se scad din investiții sume relativ diferite, ceea ce creează avantaje nejustificate pentru obiectivele cu termene scurte de funcționare a fondurilor fixe.

La determinarea cheltuielilor de calcul după formula (6) trebuie să se țină seama de următoarele aspecte :

a. În cadrul prețului de cost C (cheltuielile anuale de producție) se includ costurile ocazionate de procesul de producție : cota de amortizare, consumul de materii prime, de combustibil, energie și alte mijloace materiale, salarii directe ale muncitorilor și funcționarilor, cheltuieli pentru reparații curente, cheltuieli generale ale secțiilor și centralei, cotizații pentru asigurări sociale, cheltuieli de regie etc.

b. În cadrul investițiilor I sînt cuprinse : valoarea obiectivului principal proiectat I_p, fonduri de rulment I_r și, în unele cazuri, investiții colaterale I_c, proporțional cu partea corespunzătoare consumului și serviciilor aduse investiției obiectivului principal proiectat ; nu sînt cuprinse însă investițiile conexe.

Prin investiții colaterale se înțeleg investițiile în obiective legate teritorial și funcțional de investiția obiectivului principal proiectat care asigură punerea în funcțiune și exploatare a acestuia (căi de acces, linii de transport a energiei electrice, conducte de apă, gaze, canalizare etc.).

Determinarea cheltuielilor componente trebuie efectuată în prețuri comparabile. Valoarea utilajelor, cum și consumurile de materii prime, combustibil, energie și alte mijloace materiale trebuie să fie luate în considerare în conformitate cu prețurile de vînzare respective, conform cataloagelor.

În sistemul în vigoare de formare a prețurilor, acestea din urmă nu reflectă însă pe deplin costul economic național, folosirea prețurilor în calculele tehnico-economice putînd duce la erori apreciabile care denaturează rezultatele. De aceea, în cazurile cînd o anumită categorie de cheltuieli influențează în mod considerabil asupra rezultatelor confruntării, prețurile de catalog urmează să fie înlocuite cu prețul de cost al producției folosite, ținîndu-se seamă de investițiile conexe din cadrul investițiilor (la calculul după prețuri de catalog, investițiile conexe nu vor fi luate în seamă).

Investițiile conexe sînt investițiile pentru ramurile a căror producție se folosește în calitate de materii prime tehnologice sau prestații în cadrul obiectivului principal proiectat. Investițiile conexe trebuie să fie determinate numai pentru ramurile ale căror producții au o greutate specifică însemnată în cadrul prețului de cost al producției întreprinderii proiectate. Valoarea acestor investiții se determină, se evidențiază în mod distinct și nu se cuprinde în investiția de bază ce intervine în formulele (1), (2), (5) și (6).

La determinarea valorii investițiilor trebuie luat în seamă că în afară de investițiile pentru fonduri de bază pentru producție I_p pot fi necesare și investiții în fonduri de rulment I_r, sub formă de stocuri necesare de materii prime, materiale, combustibil, semifabricate și alte articole de lucru.

Valoarea fondurilor de rulment trebuie determinată ținîndu-se seamă de rulajul acestora.

La stabilirea cotelor de amortizare se ține seama de valoarea inițială a obiectului, minus valoarea de lichidare (valoarea mijloacelor rămase în urma încetării de exploatare a obiectului) și cheltuielile pentru reparații capitale. Durata (timpul) de exploatare a obiectului trebuie să fie stabilită la determinarea cotelor de amortizare, ținîndu-se seama de uzura fizică și morală.

Cotele de amortizare se calculează printr-un procent anumit din costul inițial al obiectului. În calcule trebuie să se folosească normele pentru cote de amortizare, pe feluri de utilaje, întocmite ținîndu-se seamă de durata de exploatare și intensitatea solicitării lor. Cu ocazia elaborării normelor pentru cote de amortizare, trebuie luat în considerație faptul că amortizările vărsate pot fi utilizate în reproducția lărgită în alte sectoare ale economiei naționale, în intervalul de timp pînă la folosirea lor în întreprinderea respectivă.

Calculul chletuielilor pentru energia electrică la determinarea prețului de cost al producției trebuie efectuat ținîndu-se seama de cheltuielile pentru transport prin rețele și diferențiat, ținîndu-se seama de neuniformitatea graficului de sarcină al consumatorului (P_{max}) și gradul de participare al lui în sarcina maximă a sistemului respectiv (π_{max}).

În cazul cînd tariful respectiv nu corespunde acestor cerințe cheltuielile p pentru un kWh de energie electrică consumată (trimisă de pe barele centralei electrice) pot fi determinate conform formulei următoare :

$$p = a + \frac{\rho\pi_{max}}{P_{max}}(b + e_n' \, i_p), \text{ lei/kWh}, \qquad (7)$$

în care :

a reprezintă cheltuielile variabile ale sistemului energetic raportate la 1 kWh energie electrică produsă (sînt egale aproximativ cu acelea ale combustibilului) ;

b — cheltuielile anuale constante ale sistemului energetic raportate la 1 kWh energie electrică produsă (sînt aproximativ egale cu toate cheltuielile sistemului energetic, fără cheltuielile de combustibil) ;

ρ — coeficientul de rezervă a puterii instalate a sistemului ($\rho = 1{,}15 - 1{,}20$);

i_p — costul pentru 1 kW putere instalată a sistemului energetic (investiţie specifică);

e'_n — coeficientul normat de eficacitate economică în ramura energetică (producţia de energie electrică).

Cheltuielile pentru energia electrică care asigură acoperirea pierderilor trebuie luate la fel ca şi cheltuielile pentru energia folosită util.

Determinarea eficacităţii economice a diferitelor variante de investiţii nu poate fi considerată rezolvată fără a ţine seama de factorul timp. Variantele supuse comparării se caracterizează nu numai printr-un preţ de cost diferit şi prin investiţii diferite, dar şi prin termene diferite de punere în funcţiune; acest din urmă aspect are o deosebită importanţă. Cu cît investiţiile se transformă mai repede în fonduri fixe în funcţiune, cu atît este mai mică producţia neterminată şi cu atît mai repede creşte produsul social total şi venitul naţional; cu atît sporeşte efectul fondurilor fixe şi se măreşte eficacitatea economică a investiţiilor. Dimpotrivă, prelungirea termenelor de construcţie şi de punere în funcţiune a fondurilor fixe îndepărtează perioada realizării efectului economic. În legătură cu progresul tehnic şi cu creşterea productivităţii muncii, valoarea producţiei şi a fondurilor fixe productive se modifică de la an la an, fapt care, de asemenea, trebuie luat în considerare. De aceea efectul economic pe care îl va obţine societatea peste cîţiva ani nu este echivalent cu acela care se realizează nemijlocit în momentul considerat.

Aşadar, atunci cînd la comparaţia variantelor investiţiile se realizează în diferite termene, urmează ca aceste variante să fie comparate după valoarea investiţiilor raportate la momentul terminării lor. Investiţiile I_i ale unui an precedent i trebuie să fie raportate la momentul t al terminării investiţiei, pornindu-se de la formula similară cu aceea a dobînzii compuse, ţinînd seama de coeficientul e_n al eficacităţii normate a investiţiilor:

$$I = I_i\,(1 + e_n)^{t-i}, \text{ lei}, \tag{8}$$

în care:

I este investiţia raportată la termenul final t.

Trebuie menţionat că aici nu este vorba de folosirea dobînzii de împrumut pentru aprecierea economică a factorului de timp, ci de folosirea coeficientului eficacităţii economice, care, prin natura sa, se deosebeşte în mod radical de dobîndă.

Formula (8) are un caracter universal, adică permite să se efectueze recalcularea cheltuielilor efectuate în perioade diferite şi aducerea lor la un anumit moment dat şi dă posibilitatea să se aprecieze pierderea provocată de prelungirea termenelor de executare a construcţiilor şi de darea în exploatare a fondurilor fixe.

Termenul de construcţie a obiectivelor şi repartizarea investiţiilor pe anii de construcţie se iau în considerare prin totalizarea tuturor investiţiilor la momentul terminării investiţiei:

$$I = I_1\,(1 + e_n)^{t-1} + I_2\,(1 + e_n)^{t-2} + \\ + \ldots I_{t-i}\,(1 + e_n)^{t-i} + \ldots I_{t-1}\,(1 + e_n) + I_t, \tag{9}$$

în care:

I reprezintă investiţiile totale raportate;

$I_1, I_2 \ldots I_{t-i} \ldots I_t$ — investiţiile anului $1, 2, t-i$, t de construcţie;

t — perioada de construcţie a obiectului.

Formula (9) poate fi scrisă sub forma:

$$I = \sum_{i=1}^{i=t} I_i\,(1 + e_n)^{t-i}. \tag{10}$$

Totalurile investiţiilor I obţinute în funcţie de variante determină costul de calcul al construcţiei obiectului şi sînt folosite în calculele ulterioare pentru determinarea economicităţii obiectului respectiv conform formulelor (1) şi (6).

La modificarea capacităţii de producţie a obiectului în timp, de exemplu la sporirea cantitativă a producţiei, variantele ce se compară pot să se deosebească atît prin mărimea şi ordinea de realizare a investiţiilor, cît şi prin valorile cheltuielilor anuale de producţie, pe anumite perioade de exploatare.

În cazul acesta este necesar ca investiţiile efectuate în diferitele perioade, precum şi cheltuielile anuale să fie raportate în formă comparabilă, recalculîndu-le pentru momentul dezvoltării complete a obiectului conform coeficientului eficacităţii normate e_n a investiţiilor, pornindu-se de la formula similară cu aceea a dobînzii compuse.

Cazul apare atunci cînd este necesară compararea a două variante de realizare, ce se deosebesc în timp prin valoarea investiţiilor şi cheltuielilor de producţie anuale. După t ani, se cere ca capacitatea de producţie a acestui obiect să fie sporită de m ori. Sînt posibile două variante de rezolvare a acestei probleme.

În cadrul primei variante, într-o primă perioadă t_1, se construieşte obiectul pentru o capacitate de producţie de $\frac{1}{m}$. În perioada a doua (după t ani) se completează construcţia obiectului pînă la capacitatea finală m, deci un spor de capacitate $\left(m - \frac{1}{m}\right)$.

În varianta a doua, obiectul se construieşte de la început în prima perioadă t_1, pentru întreaga capacitate de producţie m.

Cele două variante sînt definite în tabela 1.

Tabela 1

Denumirea	Varianta	
	I	II
Investițiile în prima perioadă	I'_1	I'_2
Investițiile în a doua perioadă	I''_1	I''_2 = neglijabile
Cheltuielile de exploatare în prima perioadă	C'_1	C'_2
Cheltuielile de exploatare în a doua perioadă	C''_1	C''_2

Variantele trebuie comparate prin determinarea cheltuielilor de calcul anuale în perioada a doua de exploatare, ținîndu-se seama de raportarea către perioada a doua, a tuturor cheltuielilor de investiții și anuale, efectuate anterior.

Pentru exemplul considerat, cheltuielile de calcul anuale din perioada a doua se determină pe variante prin formulele :

$$K''_1 = C''_1 + e_n (I'_1 + I''_1) ;$$

$$K''_2 = C''_2 + e_n \left\{ I'_2 + I''_2 + \left[(I'_2 - I'_1) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{C'_2 - C'_1}{e_n} \right] [(1 + e_n)^t - 1] \right\}. \qquad (11)$$

Valoarea cea mai mică a cheltuielilor de calcul K indică varianta cea mai economică.

Determinarea oportunității economice a efectuării unor investiții suplimentare pentru reparații, modernizare sau înlocuirea unei instalații vechi cu una nouă, se face prin compararea cheltuielilor calculate pentru fiecare variantă, corespunzătoare la un efect de producție identic.

Se notează prin indicii v, r și N elementele privind instalațiile vechi reparate sau modernizate și noi. Rezultă :

— cheltuielile în cazul funcționării instalației vechi :

$$K_v = C_v + e_n I_v ; \qquad (12)$$

— cheltuielile după efectuarea reparației sau modernizării :

$$K_r = C_r + e_n (I_v + I_r) \text{ și} \qquad (13)$$

— cheltuielile în urma înlocuirii instalației vechi cu una nouă :

$$K_N = C_N + e_n (I_v + I_N - I_L), \qquad (14)$$

în care I_L reprezintă valoarea de lichidare a instalației înlocuite.

Atunci cînd cheltuielile determinate după formulele (13) sau (14) vor fi mai mici decît cheltuielile din formula (12), luarea măsurilor respective trebuie considerată oportună din punct de vedere economic.

În concluzie ponderea producției ramurii construcțiilor de mașini în producția industrială este într-o continuă creștere.

Paralel cu creșterea volumului producției ramurii construcției de mașini se înregistrează și o creștere puternică a nivelului tehnic al produselor respective, cele mai noi realizări ale științei și tehnicii fiind aplicate în mai toate domeniile acestei ramuri.

Aspectele considerate fac din ramura construcțiilor de mașini cea mai complexă ramură industrială, legată de un efort financiar important, atît pentru investiții, cît și pentru fondurile circulante. Este deci necesar să se acorde o atenție deosebită eficacității economice a investițiilor, căci nu este indiferent cu ce preț se obține un produs, chiar dacă se realizează la un nivel tehnic înalt.

Apare deci necesitatea stabilirii unor criterii generale pentru determinarea eficacității economice a investițiilor valabile pentru întreaga ramură. Pe această bază se va putea stabili un normativ fixîndu-se și valorile factorului timpului de recuperare normat T_n, respectiv al coeficientului normat al eficacității economice e_n corespunzător acestei ramuri.

În felul acesta se va putea analiza de către forurile de avizare și aprobare, pe baza acelorași criterii, documentația tehnică a proiectelor diferitelor obiecte prevăzute a se realiza, rezolvîndu-se astfel deziderátul unui normativ republican privind determinarea eficacității economice a investițiilor * în ramura construcției de mașini.

[1] Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. București, Editura politică, 1965. [2] *Ceaușescu, N.* Raport la cel de-al IX-lea Congres al P.C.R. București, Editura politică, 1965. [3] *Marinescu, M.* Industria construcțiilor de mașini în noul cincinal. În : Lupta de Clasă XLV, nr. 6, 1965, p. 17–27. [4] *Tulpan, I.* Investițiilor, o înaltă eficiență economică. În : Lupta de Clasă XLV, nr. 7, 1965, p. 16–27. [5] *Pintea, Al.* Creșterea eficacității investițiilor, sarcină economică de seamă. În : Lupta de Clasă XLV, nr. 2, 1965, p. 3–14. [6] *Vargha, J.* și *Szunyogh, Z.* A beruházáshatékonysági együtthetó fogalmának és mégállapitásának kérdéséhaz. In : Közgazdasági Szemle, nr. 11, 1964, p. 1299–1313. [7] *Horvath, T.* Investițiile și eficiența lor economică. În : Lupta de Clasă XLIV, nr. 5, 1964, p. 30–39. [8] *Năstase, M.* și *Oprescu, I.* Sporirea eficienței investițiilor. În : Probleme Economice XVII, nr. 9, 1964, p. 24–36. [9]. *CSP, CSCAS.* Regulament pentru precizarea și dezvoltarea prevederilor HCM nr. 1248/1962, privind elaborarea,avizarea și aprobarea documentațiilor tehnice pentru investiții și sistematizare. București, Editura tehnică, 1964. [10] *Vorotilov, A. V.* Eficiența investițiilor în societatea socialistă. București, Editura științifică. 1963. [11] *Roșu, Gh.* Sporirea continuă a eficacității economice a investițiilor. În : Lupta de Clasă XLII, nr. 10, 1962, p. 71–79. [12] *Tulpan, I.* Creșterea continuă a eficienței economice a investițiilor, o preocupare permanentă. În : Lupta de Clasă XLII, nr. 2, 1962, p. 19–31. [13] *Emelianov, A.* și *Krasovski, V.* Metodica determinării eficacității economice a mecanizării și automatizării producției. În : Analele Romîno-Sovietice — Probleme de economie XIV, nr. 10, 1960 (34), p. 26–38. [14] *Neguș, I.* și *Goldemberg, C.* Criterii și o formulă generală de calcul pentru stabilirea soluțiilor optime din punct de vedere tehnico-economic, în cadrul ramurii

---

* HCM 120/5 martie 1963 — articolul 7.

energetice. În : Energetica 8, nr. 9, 1960, p. 387—395. [15] *Dejou, A.* Les études des réseaux électriques. În : Revue Générale de l'Électricité 69, nr. 7, 1960, p. 369—373. [16] *Gaussens, P.* Méthodes pour l'étude de réseaux d'énergie électrique. În : Revue Générale de l'Électricité 69, nr. 7, 1960, p. 375—388. [17] *Konson, S. A.* Eficacitatea economică a tehnicii noi. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1960. [18] * * * Osnovîe metodicieskie polojeniia tehniko-ekonomicieskîh rascietov v energetike. In : Elektricestvo, nr. 10, 1959, p. 72—75. [19] *Vaag, A. L.* şi *Zaharov, N. S.* Uciet raznovremennosti kapitalnîh i tekusciih zatrat pri sopostavlenii variantov energheticieskogo stroitelstva. In : Electricestvo, nr. 10, 1959, p. 8—15. [20] * * * Osnovnîe metodicieskie polojeniia tehnickoekonomicieskîh rascietov v energhetike. In : Teploenerghetika, nr. 8, 1959, p. 92—94. [21] *Dumitrescu, A.*, *Elefterescu, M.* şi *Kovacs, St.* Echivalenţa şi eficacitatea economică a proceselor energo-intensive. In : Energetica VII, nr. 5, 1959, p. 191—196. [22] * * * Conferinţa unională tehnico-ştiinţifică referitoare la problemele determinării eficacităţii economice a investiţiilor capitale şi a tehnicii noi în economia naţională a U.R.S.S. In : Probleme Economice XII, nr. 1, 1959, p. 120—146 şi nr. 2, p. 112—135. [23] *Sabisch, H.* şi *Viehweger, G.* Über einige Probleme bei der Bestimmung des Nutzeffekt von Investitionen. In : Der Industriebetrieb 6, nr. 8, 1958, p. 355—362. [24] *Notkin, I. A.* Problemele determinării eficacităţii economice a investiţiilor în industria U.R.S.S. Bucureşti, Editura de stat pentru literatură economică şi juridică, Bucureşti, 1956.

CZ 621.165—338.3

Determinarea caracteristicii de forţă a ventilelor de reglare monoscaun cu difuzor de la turbinele cu abur

NICOLAE BOBOESCU, GHEORGHE BOZAN şi VIRGIL NEGREA

O dată cu creşterea parametrilor aburului utilizat pentru acţionarea turbinelor, s-a adoptat, în tot mai largă măsură, ca organ de reglare a alimentării maşinii, ventilul monoscaun cu difuzor. Acesta prezintă avantaje faţă de ventilul cu două scaune, determinînd pierderi de presiune mai mici — atunci cînd ventilul este complet deschis — şi etanşînd mai bine.

După cum se cunoaşte, asupra ventilului de reglare acţionează o forţă produsă de aburul care pătrunde în maşină, forţă care se opune ridicării ventilului. Aceasta variază în funcţie de deschiderea ventilului şi de raportul de presiuni pe cele două suprafeţe ale cupei ventilului. Cunoaşterea caracteristicii de forţă este necesară pentru dimensionarea corectă a sistemului de reglare.

Deoarece nu există metode sigure de calcul pentru construcţia caracteristicilor, acestea se ridică pe baza datelor experimentale obţinute la încercarea profilelor de mărime naturală sau a modelelor la anumită scară, prin suflare cu aer şi abur.

În acest articol se prezintă rezultatele obţinute în urma încercărilor efectuate asupra mai multor profile de ventile şi difuzoare la toate deschiderile şi rapoartele de presiuni care interesează.

Forţa F care acţionează asupra ventilului închis se determină prin produsul dintre secţiunea de sprijin a cupei ventilului A_0 şi diferenţa dintre presiunea din faţa p_1 şi spatele cupei ventilului p_2 [1]. Astfel :

$$F = A_0 (p_1 - p_2) = p_1 \frac{\pi d_0^2}{4}\left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) = p_1 A_0 (1 - \varepsilon_1). \qquad (1)$$

Datorită faptului că secţiunea de sprijin se deosebeşte puţin de secţiunea minimă a difuzorului, în relaţia (1) se poate introduce secţiunea minimă care se măsoară uşor :

$$F \cong p_1 \frac{\pi d_1^2}{4}(1 - \varepsilon_1) = p_1 A_1 (1 - \varepsilon_1). \qquad (2)$$

Aceste relaţii sînt valabile nu numai cînd ventilul este complet închis, ci, cu suficientă aproximaţie, şi în zona deschiderilor mici şi în cazul lui ε_1 mare ($\varepsilon_1 = 0{,}9 \div 1$), după cum au confirmat rezultatele experimentale.

Forma geometrică a caracteristicilor este funcţie de raportul $\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1}$ (valoarea de calcul) şi de cursa ventilului. În perioada de pornire a turbinelor cu condensaţie cînd $p_2 \cong 0$ ($\varepsilon_1 \cong 0$), forţa F variază după o dreaptă ($F \cong p_1 A_1$).

În cazul turbinelor cu contrapresiune sau în cazul existenţei unei contrapresiuni în camera treptei de reglare, forţa aburului pe ventil se reduce considerabil faţă de cea calculată, chiar şi la deschideri minime.

La tipul de cutii de abur, la care tijele ventilelor separate sînt scoase din cutia de abur în exterior, ridicarea ventilelor realizîndu-se cu ajutorul arborelui cu came, este necesar să se ţină seamă de forţa care acţionează asupra tijei ventilului. În acest caz se deduce :

$$F_n = F - F_t = A_0 (p_1 - p_2) - A_t (p_1 - 1),$$

în care A_t este secţiunea tijei ventilului.

Cercetările experimentale au arătat că, în funcţie de deschiderea h a ventilului, de raportul de presiuni ε_1 şi de forma geometrică a canalului de curgere format din profilul cupei şi pereţii interiori ai părţii convergente a difuzorului, se formează o depresiune sub suprafaţa cupei, inferioară presiunii de calcul din secţiunea minimă. Aceasta determină creşterea forţei pe ventil la valori superioare celor stabilite prin calcul, valori de care trebuie să se ţină seamă la dimensionarea servomotorului. Mărimea şi domeniul în care se manifestă aceste forţe se pot determina numai pe cale experimentală.

La turbinele mari cu parametri ridicaţi şi cu diametrul ventilelor de peste 100 mm se folosesc ventile cu descărcare (fig. 1, *d*), în scopul reducerii forţei aburului pe ventil.

La acest tip de ventil se deschide la început corpul *1* a cărui secţiune A_{min} este aproximativ 20% din secţiunea minimă a ajutajului format în corpul *2*. Pentru obţinerea unei treceri line a caracteristicii de debit, profilarea ventilului cu descărcare se face astfel ca, în momentul în care a atins deschiderea maximă, să înceapă deschiderea ventilului principal. Experienţele arată că toate consideraţiile făcute asupra ventilului simplu (fig. 1, *a*, 1, *b* şi 1, *c*) sînt valabile cu aproximaţie şi pentru ventilul cu descărcare.

Dacă se admite pentru ventilul cu descărcare o variaţie liniară a caracteristicii adimensionale de forţă în funcţie de ε_1, atunci forţa cu care trebuie să acţioneze servomotorul se modifică după dreptele reprezentate în figura 2. Cît timp funcţionează numai ventilul *1* (fig. 1) caracteristica variază după dreapta *M' M*. În punctul *M* începe să se deschidă ventilul *2*, iar forţa cu care trebuie să acţioneze servomotorul creşte pînă la valoarea determinată de punctul *N*. În continuare, pe măsură ce ventilul se deschide, o dată cu creşterea raportului presiunilor, forţa scade după dreapta *NO*.

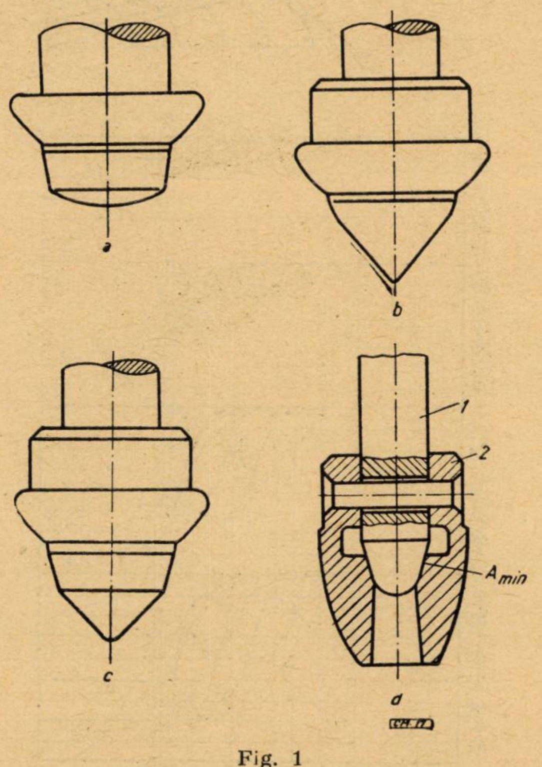


Fig. 1

În vederea determinării experimentale a forţelor ce acţionează asupra cupelor ventilelor în toate condiţiile de funcţionare, s-a folosit un stand special amenajat, care lucrează pe principiul absorbţiei [2].

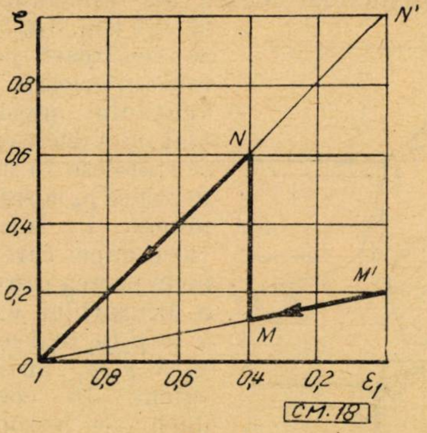


Fig. 2

Instalaţia a permis să se înregistreze presiunile pe întreg profilul cupei şi al difuzorului, ceea ce a dus la cunoaşterea cîmpului de presiuni în zona secţiunii minime şi după ventil. Repartiţia presiunilor pe profilul cupelor şi al difuzoarelor a fost determinată cu ajutorul unor piezometre montate în punctele interesante. Pentru înregistrarea simultană şi de precizie a valorilor s-a utilizat metoda fotografierii panoului piezometric cu mercur.

Măsurarea forţelor pe cupa ventilelor s-a efectuat cu ajutorul unui dinamometru cu arc, montat între şurubul conducător care serveşte pentru ridicarea ventilului şi tija ventilului. În prealabil, s-au determinat forţa de frecare şi poziţia dinamometrului, în funcţie de variaţia raportului de presiuni ε_1.

Întrucît între forţele teoretice stabilite prin relaţiile (1)÷(3) şi forţele reale există deosebiri esenţiale s-a pornit de la stabilirea presiunilor p_2' de după cupa ventilului, care duc la aceste diferenţe. După cum este şi de aşteptat, variaţia cîmpului de presiuni sub cupa ventilului depinde de forma geometrică a ansamblului ventil-difuzor, de raportul de presiuni între faţa şi spatele cupei şi de cursa ventilului. Dacă repartiţia presiunilor se poate stabili cantitativ numai experimental pentru fiecare pereche ventil-difuzor, calitativ alura curbelor este asemănătoare. În continuare se analizează repartiţiile de presiuni în cazul utilizării unei cupe retezate (fig. 1, *a*).

În figura 3 au fost reprezentate, în proiecţie verticală, curbele repartiţiei de presiuni pe profilul cupei, avînd ca parametru raportul de presiuni $\varepsilon = p_2'/p_1$, pentru cinci deschideri ale ventilului. Diagramele au fost trasate pentru valori ale lui ε : curbele *1* pentru $\varepsilon = 0{,}9$, curbele *2* pentru $\varepsilon = 0{,}8$, curbele *3* pentru $\varepsilon = 0{,}6$, iar curbele *4* pentru $\varepsilon = 0{,}4$.

Din analiza diagramelor se constată că pentru deschiderile reduse ale ventilului, $h/h_{max} < 0{,}5$ (fig. 3 *a*, 3 *b* şi 3 *c*), se realizează pe suprafaţa inferioară a cupei ventilului presiuni p'_2 mai mici decît cele care se stabilesc în secţiunea de ieşire p_2 la sarcină nominală. Pe întreg conturul cupei care pătrunde în partea convergentă a difuzorului există un $\varepsilon = p'_2/p_1$ mai mic decît $\varepsilon_1 = p_2/p_1$ introdus în calcul. În consecinţă, dacă se introduce în formula (1) valoarea lui ε în loc de ε_1, va rezulta o forţă determinată de fluid mai mare decît cea stabilită cu formula clasică.

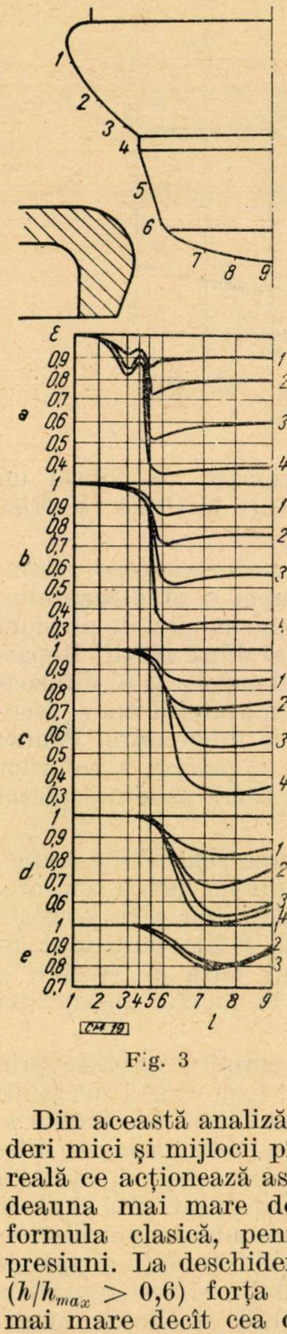


Fig. 3

Pentru deschiderile mai mari, şi anume la $h/h_{max} = 0{,}75$ (fig. 3, *d*), presiunile de sub cupă sînt mai mici decît cele de la ieşire pînă la $\varepsilon_1 = 0{,}7$. La valori mai mici ale lui ε_1, presiunile reale p'_2 depăşesc valorile presiunilor p_2.

Pentru ventilul complet deschis (fig. 3, *e*), presiunile reale sînt mai mici decît cele de calcul pînă la regimul $\varepsilon_1 \geqslant 0{,}8$, după care presiunile reale de sub ventil întrec pe cele de calcul p_2.

Din această analiză rezultă că pentru deschideri mici şi mijlocii pînă la $h/h_{max} \leqslant 0{,}6$, forţa reală ce acţionează asupra ventilului este întotdeauna mai mare decît forţa calculată prin formula clasică, pentru toate rapoartele de presiuni. La deschideri mai mari ale ventilului ($h/h_{max} > 0{,}6$) forţa aerodinamică reală este mai mare decît cea obţinută prin formula (1) numai la căderi de presiuni mici în ventil, şi anume la $\varepsilon_1 \geqslant 0{,}7$ în cazul $h/h_{max} = 0{,}75$ şi la $\varepsilon_1 \geqslant 0{,}8$ în cazul $h/h_{max} = 1$.

Din diagramele reprezentate în figura 3 se mai observă că repartiţiile de presiuni ocupă cîmpuri diferite la diferite deschideri. Astfel, în poziţia complet deschisă a ventilului (fig. 3, *e*), repartiţia presiunilor pe cupă este aproximativ aceeaşi pentru orice valoare a lui ε. Minimul presiunilor determinat la fiecare ridicare a ventilului de căderea maximă de presiune reprezentată ($\varepsilon = 0{,}4$) se deplasează spre centrul difuzorului o dată cu mărirea deschiderii.

În diagramele din figura 4 s-a reprezentat, în proiecţie orizontală, repartiţia de presiuni pe cupa ventilului şi difuzor, avînd ca parametri deplasarea h a ventilului pentru diferite rapoarte reale ε.

În figura 4 s-au notat cu *C* curbele referitoare la repartiţia presiunilor pe cupa ventilului, iar cu *V* cele corespunzătoare repartiţiei presiunilor pe difuzorul ventilului ; notaţiile *1—5* corespund deschiderilor $h = 1$ mm, $h = 6$ mm, $h = 12$ mm, $h = 18$ mm şi $h = 24$ mm. Diagramele *a*, *b*, *c* şi *d* corespund valorilor $\varepsilon = 0{,}9$; $\varepsilon = 0{,}8$; $\varepsilon = 0{,}6$ şi $\varepsilon = 0{,}4$.

Din analiza acestor rezultate se observă, în primul rînd, diferenţa dintre variaţia presiunilor statice pe profilul cupei şi pe profilul difuzorului. Ondulaţiile curbelor de presiune în lungul cupei se datoresc profilului discontinuu. Rezultă că structura fluxului de abur cuprinsă între profilul cupei şi porţiunea convergentă a difuzorului este neuniformă, ceea ce are drept con-

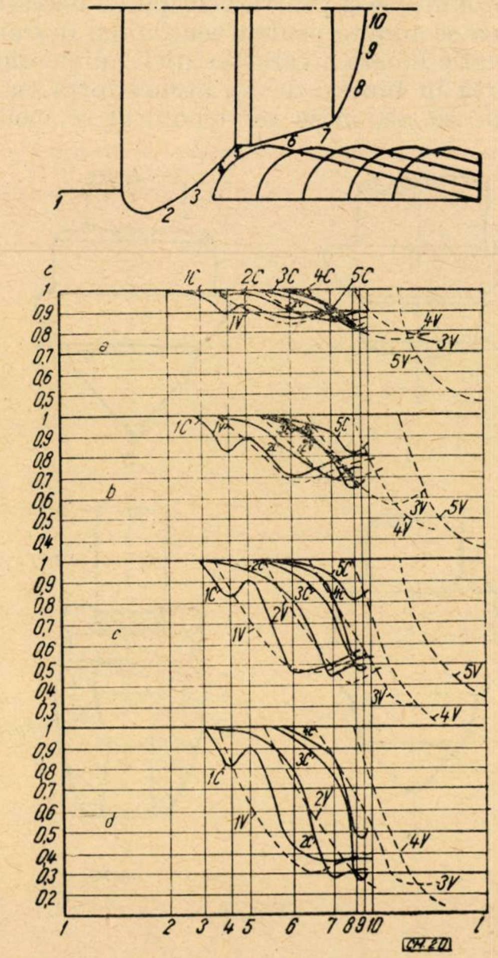


Fig. 4

secinţe o solicitare radială variabilă asupra cupei ventilului chiar şi la aceeaşi ridicare.

Din punctul de vedere al variaţiei forţelor produse de fluid pe cupa ventilului, se observă că toate curbele de presiune prezintă un minim care corespunde secţiunii minime create între profilul cupei şi pereţii difuzorului. Aceasta înseamnă că la fiecare ε, pe măsură ce ventilul se ridică de pe scaun, presiunea începe să scadă pînă la un anumit h, după care, cu ridicarea cupei, începe să crească pînă la o valoare care, după cum se observă la toate curbele, rămîne constantă.

În sfîrşit, la deschiderea maximă a ventilului, curbele de repartiţie a presiunilor pe cupă se suprapun şi nu mai depind decît în mică măsură de raportul de presiuni ε. Valorile minime ale lui ε au loc, aşa cum s-a văzut şi din figura anterioară, la deschideri mici şi mijlocii, la toate rapoartele de presiune şi la deschideri mari cînd apar căderi mici de presiune. În aceste intervale rezultă şi forţe superioare celor calculate cu formula clasică (1).

În figura 5 au fost reprezentate depresiunile care se realizează în diferitele puncte de pe conturul cupei pentru două ridicări ale cupei ventilului şi două rapoarte de presiuni reale. Urmărind variaţia presiunilor se confirmă concluziile trase din reprezentările anterioare, şi anume că repartiţia presiunilor pe cupă depinde de ε, h şi de forma geometrică a cupei. Se remarcă presiunile aproximativ constante pe vîrful retezat al cupei, avînd valori inferioare celor din porţiunea de la margine. Diferenţele acestea cresc cu ridicarea ventilului şi se datoresc apariţiei unor turbioane consumatoare de energie cinetică, care dau o mică creştere de presiune pe porţiunea centrală a suprafeţei retezate. În privinţa aspectului general al izobarelor se remarcă o bună simetrie faţă de axa centrală, la toate regimurile, ceea ce asigură stabilitatea sistemului în timpul funcţionării.

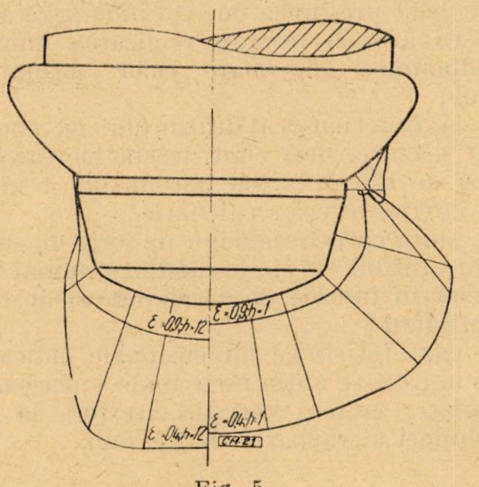


Fig. 5

Spre deosebire de aceasta, cupa b (fig. 1) cu vîrful ascuţit prezintă izobare nesimetrice în raport cu axa şi diferite în raport cu deschiderea ventilului. Explicaţia constă în gradul de precizie a prelucrării tehnologice şi în structura neuniformă a fluxului provenit din camera ventilelor. Această neuniformitate în timp a presiunilor, în diferite puncte ale porţiunii conice a cupei, determină o neuniformitate a forţelor radiale şi axiale asupra cupei, care duc la vibraţii mai intense ale ventilului decît în cazul cupei a.

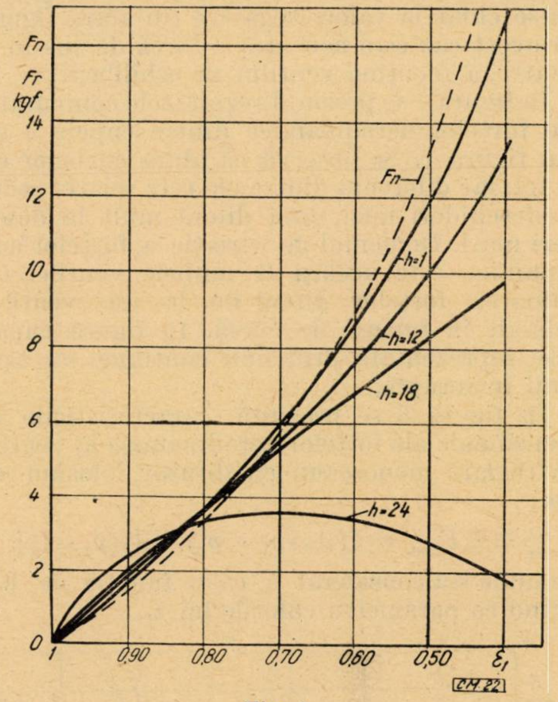


Fig. 6

În ceea ce priveşte stabilitatea ventilului avînd cupa cu profilul c, aceasta este cuprinsă între cea a ventilului cu cupa a şi cea cu cupa b.

În figura 6 s-au trasat forţele pe ventil, calculate F_n (linii întrerupte) şi măsurate F_r (linii continue) la diferite deschideri h şi rapoarte de presiuni. Se constată că la rapoartele de presiuni cuprinse între 0,65 şi 1, forţele reale sînt, la toate deschiderile ventilului, mai mari decît cele teoretice, presiunea după ventil fiind mai mică decît cea din secţiunea de ieşire a difuzorului. Difuzorul lucrează în domeniul vitezelor subsonice.

De la rapoartele de presiuni mai mici de 0,65, forţele teoretice sînt mai mari decît cele măsurate. Acesta este cazul deschiderilor mari în ventil, cînd în porţiunea divergentă a difuzorului se ating viteze suprasonice şi deci presiunea scade pînă în secţiunea de ieşire, rezultînd deci rapoarte de presiuni mai mici decît cele de pe feţele cupei.

În ceea ce priveşte variaţia forţelor cu ridicarea ventilului, se constată că pînă la un anumit raport de presiuni forţele produse de fluid cresc cu deschiderea ventilului. După aceasta, forţele variază invers, adică scad cu creşterea deschiderii. Astfel, la deschiderea completă a ventilului ($h = 24$), dacă la rapoartele de presiuni 0,83—1 forţele aerodinamice sînt cele mai mari, odată cu reducerea lui ε_1 sub 0,70 scad, ajungîndu-se chiar la valori negative (în afara figurii). În acest caz este necesară o forţă de sus în jos pentru a menţine ventilul în echilibru.

În figura 7 se prezintă rezultatele comparative ale forţelor aerodinamice dintre cupele *a* şi *b* din figura 1. Se observă că alura curbelor este la fel, iar diferenţa dintre ele este relativ redusă la deschideri mici, însă diferă mult la deschideri mari. Domeniul de variaţie a forţelor aerodinamice este acelaşi la ambele ventile, însă valoarea forţelor diferă de la un ventil la celălalt în funcţie de cursă. În figură cupa *a* este reprezentată prin linii continue, iar *b* prin linii întrerupte.

În figura 8 se prezintă caracteristicile adimensionale ale forţelor aerodinamice la ventilele de reglare monoscaun cu difuzor, folosind relaţia :

$$F_{real} = \zeta F_{nom} = \zeta[A_0(p_1 - p_2) - A_t(p_1 - 1)], \quad (4)$$

de unde s-a considerat ζ ca o funcţie de h/d_0, avînd ca parametru valorile lui ε_1.

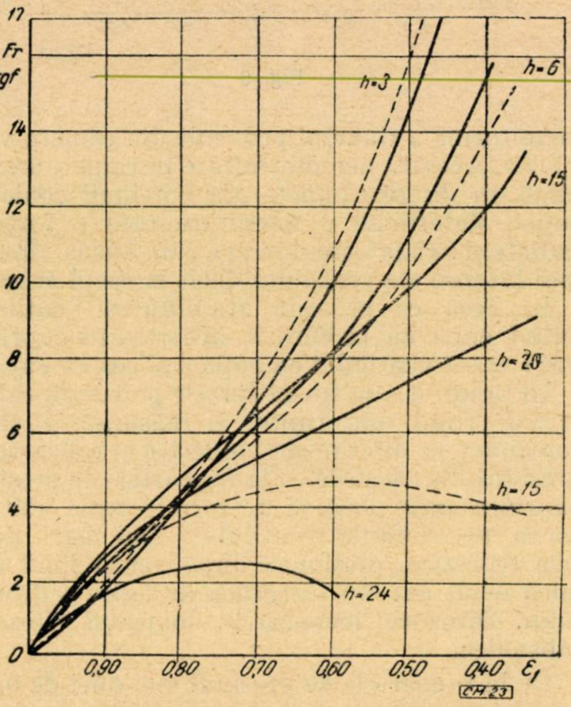


Fig. 7

Din grafic se observă că la începutul ridicării cupei ventilului de pe scaunul său are loc o creştere bruscă a forţelor pe un interval scurt. După aceasta există tendinţa de scădere a forţelor aerodinamice, care se manifestă continuu şi tot mai intens la rapoarte de presiuni mai reduse. De la valorile lui ε_1 mai mari de 0,60, intervalul de scădere se îngustează şi este urmat de o creştere a caracteristicii, care atinge un maxim şi apoi scade brusc. La valori ale $\varepsilon_1 > 0{,}90$, caracteristicile îşi schimbă alura. Ele prezintă o porţiune crescătoare, un maxim şi o porţiune descrescătoare.

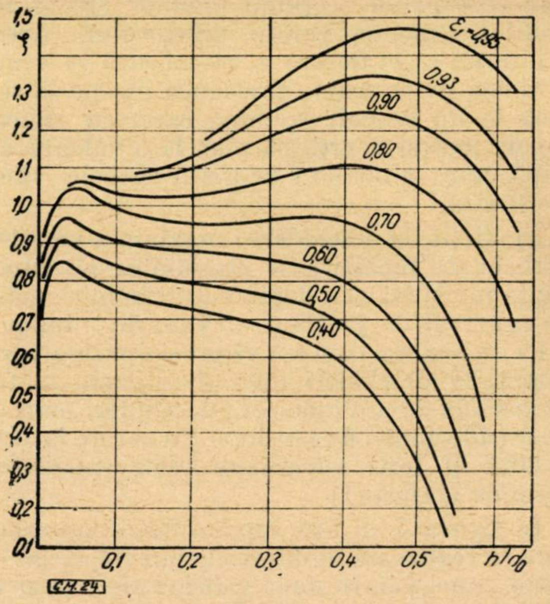


Fig. 8

Aceste caracteristici se pot folosi cu uşurinţă la dimensionarea sistemului de reglare. Ele reprezintă abaterile forţelor reale faţă de cele calculate la diferite regimuri.

În concluzie studiul experimental al forţelor produse de fluid pe ventilele monoscaun cu difuzor permite să se tragă următoarele concluzii :

— la funcţionarea normală a acestor ventile, adică la regimuri subcritice, presiunea în secţiunea de ieşire a difuzorului este întotdeauna mai mare decît presiunea pe faţa inferioară a cupei ; aceasta are ca urmare realizarea unor forţe aerodinamice superioare celor obţinute prin calcul ;

— la funcţionarea difuzorului cu contrapresiuni scăzute, deci cînd acesta lucrează ca un ajutaj de Laval, forţele aerodinamice măsurate sînt inferioare celor calculate ;

— alura caracteristicilor de forţe nu se schimbă cu profilul cupei ; se modifică numai valorile forţelor în funcţie de deschidere şi de raportul de presiuni ;

— caracteristicile dimensionale indică domeniile în care se obţin forţe reale superioare celor calculate, cum şi variaţia acestora la diferite deschideri şi rapoarte de presiuni.

---

[1] *Zalf, G. A.* şi *Zveaghinţev, V. V.* Teplovoi rascet parovîh turbin. Moscova, Leningrad, Maşghiz, 1961. [2] *Boboescu, N.*, *Băloi, A.*, *Bozan, G.* şi *Ionescu, N.* Asupra reducerii pierderilor de presiune în ventilele de reglare ale turbinelor cu abur. În : Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic Timişoara, tom. 9 (23), fasc. 2, 1964.

CZ 621.82(09): 629.113

Tendinţe noi în construcţia transmisiilor cu articulaţii universale folosite la autovehicule

FLORIN DUDIŢĂ

Transmisiile cu articulaţii universale servesc transmiterii energiei mecanice la distanţă între diferite agregate a căror poziţie relativă este, în general, variabilă. Domeniile de utilizare sînt multe şi variate : automobile, locomotive Diesel, maşini de transport maritime şi aeriene, maşini agricole, maşini-unelte, laminoare, maşini de ridicat şi transportat, maşini textile, poligrafice, standuri de încercare etc. Cea mai largă utilizare a acestor transmisii este însă în domeniul construcţiei autovehiculelor. Părţile principale ale unei transmisii cu articulaţii universale, în general, sînt : articulaţii, arbori, cuplaje limitative şi elastice, amortizoare şi paliere intermediare.

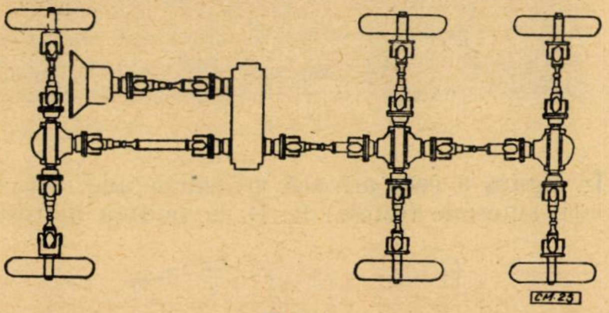


Fig. 1

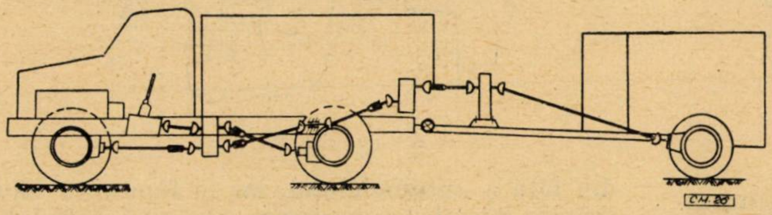


Fig. 2

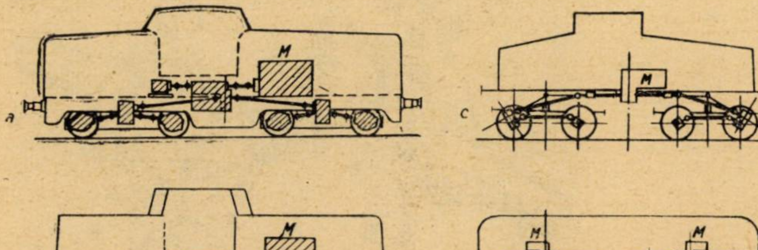


Fig. 3

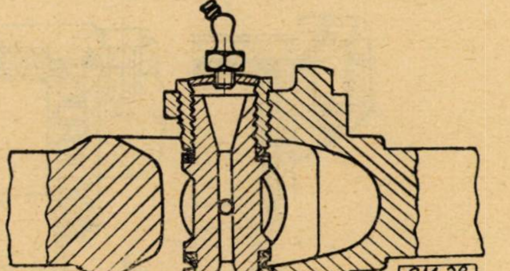


Fig. 4

În această lucrare se urmăresc tendinţele generale de dezvoltare a acestor transmisii în domeniul autovehiculelor. Cele mai variate soluţii se găsesc în domeniul construcţiei de automobile unde se întrebuinţează pentru transmiterea energiei mecanice de la motor la transmisiile principale ale punţilor motoare şi, în cazul suspensiilor independente (fig. 1), de la acestea la roţile motoare, pentru transmiterea energiei mecanice la remorcile active (fig. 2) şi pentru comenzi de direcţie.

Din figura 3 se desprind cîteva scheme de transmisii cardanice utilizate la locomotivele Diesel hidraulice.

1. *Articulaţii universale*

Din multitudinea variantelor tehnice existente cele mai răspîndite sînt articulaţiile cardanice (Hooke), Tracta, Weiss (Bendix-Weiss) Rzeppa, R.B. (Robert Bouchard), Glaenzer-tripode. Cuplajele elastice Metalastik şi Silentbloc înlocuiesc uneori cu succes articulaţiile universale. O serie de firme sînt specializate în producerea articulaţiilor universale [55]—[68].

1.1. *Articulaţii cardanice.* Dintre toate articulaţiile universale, articulaţiile cardanice, deşi sînt asincrone (nehomocinetice), datorită posibilităţilor de obţinere a transmisiilor policardanice sincrone (homocinetice), au căpătat cea mai largă utilizare datorită simplităţii constructive şi tehnologice. În construcţia articulaţiilor cardanice, ca tendinţe, se observă următoarele : utilizarea cuzineţilor filetaţi (fig. 4) [71]; introducerea bucşelor elastice în scopul amortizării şi izolării vibraţiilor mecanice (fig. 5), [3], [50], [74]; prinderea rulmenţilor se realizează cu şaibe şi şuruburi (fig. 7), cu şaibe stelate încrustate în furcă [14], cu inele elastice de fixare montate în exterior (fig. 18, *b*), în interior (fig. 6, *a*) sau prin inserţie de material plastic injectat în porţiunea mediană a rulmentului într-un canal special (fig. 6, *b*); reducerea frecării între feţele frontale ale fusului şi carcasei exterioare a rulmentului şi îmbunătăţirea centrării prin introducerea rolelor (fig. 7, *a*) [73] sau a unei plăcuţe-lagăr (fig. 7, *b*) [70]; uniformizarea distribuirii sarcinii în rulment prin practicarea unor alezaje în fusuri (fig. 4, 6); perfecţionarea dispozitivelor de autocentrare la articulaţiile bicardanice pentru asigurarea sincronismului şi a randamentului ridicat prin utilizarea cuzineţilor sferici speciali [3].

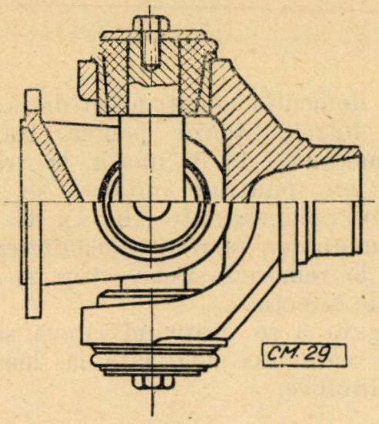


Fig. 5

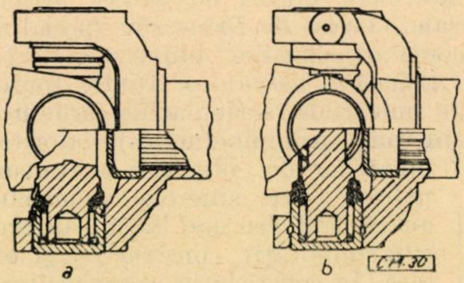


Fig. 6

1.2. *Articulaţii R.B.* (Robert Bouchard). Acestea sînt articulaţii cardanice cu braţele crucilor şi furcilor dezaxate pentru introducerea unei piese speciale denumită balansier. Datorită balansierului, aceste articulaţii permit compensări axiale făcînd inutilă utilizarea îmbinărilor telescopice prin caneluri [14]. În figura 8 este arătată utilizarea unei articulaţii simple (asincrone) cu balansier la puntea din faţă a automobilului.

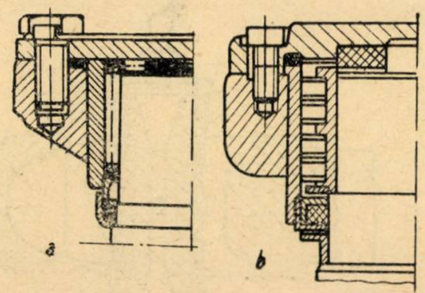


Fig. 7

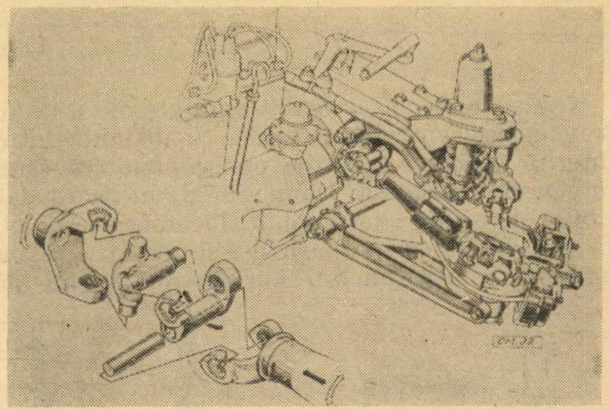


Fig. 8

În figura 9 este arătată utilizarea unei articulaţii sincrone (duble) R. B. la puntea motoare din faţă a automobilului, iar în figura 10 sînt arătate piesele componente ale unei astfel de articulaţii [62].

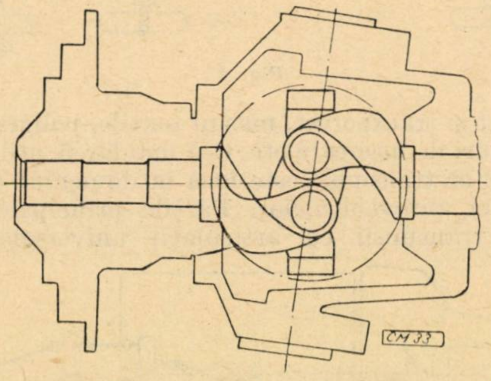


Fig. 9

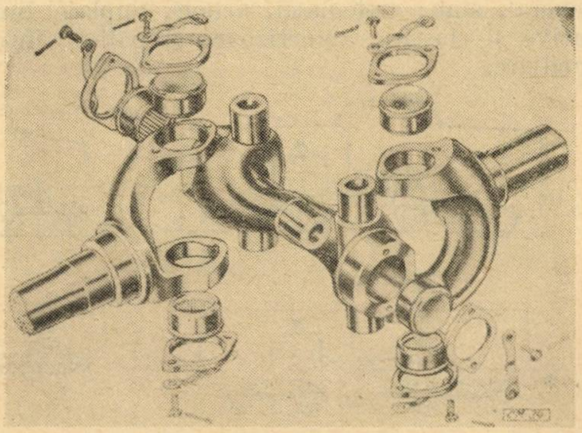


Fig. 10

1.3. *Articulaţii Tracta.* Utilizată pentru prima oară în 1928 la automobilul Tracta (de unde provine şi denumirea), această articulaţie este caracterizată prin capacitate portantă mare şi rezistenţă la uzură. Datorită unei înalte perfecţionări tehnologice şi simplităţii în exploatare, se utilizează pe scară largă la autocamioanele grele, în montaj Hotchkiss (fig. 11), la punţile motoare cu suspensie independentă sau la roţile motoare directoare [63].

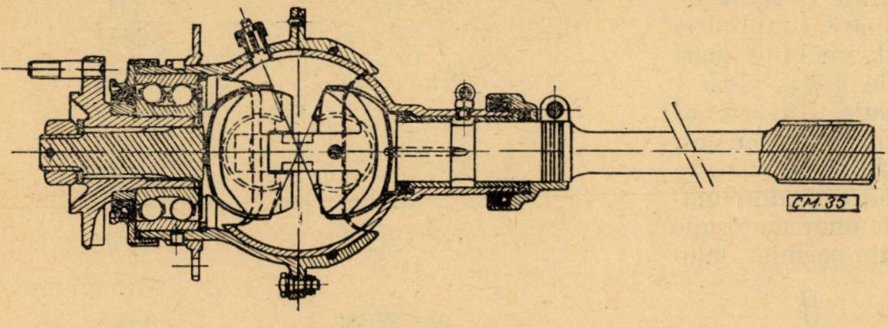


Fig. 11

1.4. *Articulaţii Weiss.* Articulaţia inventată de Karl Weiss este sincronă şi are ca părţi principale două furci identice pe ale căror feţe laterale sînt prelucrate căi de rulare toroidale, patru bile de antrenare şi o bilă de centrare (fig. 12).

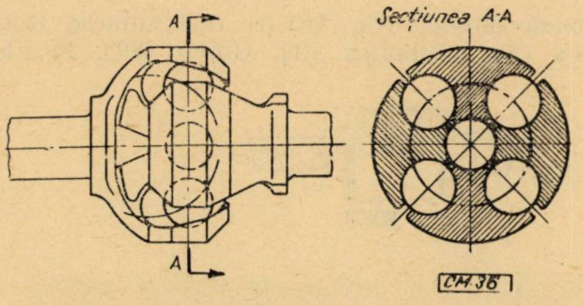


Fig. 12

În scopul măririi capacităţii portante, în locul bilelor s-au adoptat piese de formă specială avînd raza de curbură mult mai mare, ajungîndu-se astfel la articulaţia Garrington utilizată la puntea din faţă a autovehiculelor militare [32]. Prin adoptarea căilor de rulare rectilinii şi îndepărtarea bilei de centrare s-a ajuns la articulaţia Bendix-Weiss culisantă (fig. 13), care, pe lîngă compensări unghiulare, permite şi compensări axiale [36], [59].

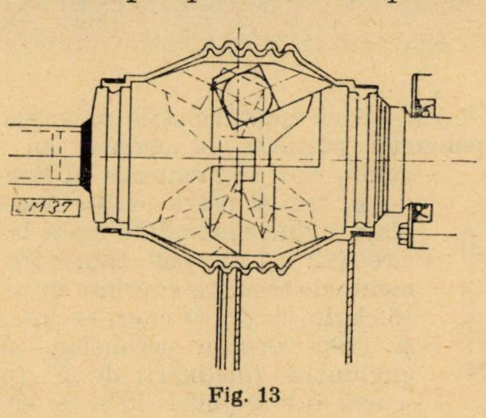


Fig. 13

O astfel de articulaţie este utilizată în puntea motoare din faţă a autocamionului Renault R4.

1.5. *Articulaţii Rzeppa.* Articulaţia sincronă inventată de A.H. Rzeppa [51] a căpătat o largă răspîndire, deşi necesită maşini-unelte speciale [55], [64], [65], [67]. Datorită unei geometrii speciale a căilor de rulare s-a reuşit să se renunţe la dispozitivul de centrare a coliviei (fig. 14).

În cazul cînd sînt necesare unghiuri mari între arbori se utilizează articulaţii Rzeppa duble, care permit înclinări pînă la 36° (fig. 15), [67].

În scopul măririi capacităţii de încărcare s-a propus înlocuirea bilelor cu role [69].

1.6. *Articulaţii tripode culisante.* Aceste articulaţii sincrone, brevetate de firma Glaenzer-Spicer [61], asigură transmiterea momentelor de răsucire la unghiuri mari între axe, permiţînd concomitent compensări axiale (fig. 16).

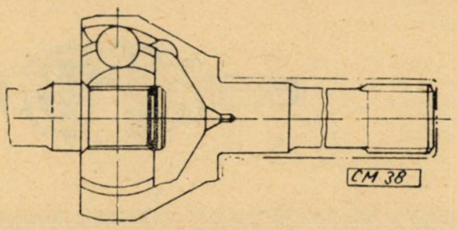


Fig. 14

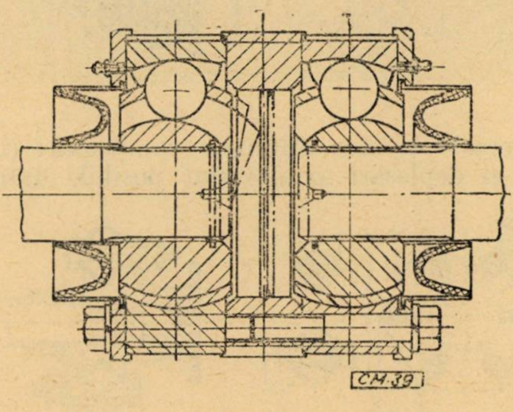


Fig. 15

Trebuie remarcat că, spre deosebire de articulaţia culisantă bipodă (fig. 17, *a*), care fiind o transformare constructivă a articulaţiei cardanice simple este asincronă, articulaţia culisantă tripodă (fig. 16 și 17, *b*), datorită unei mișcări elicoidale a galeților sferici în fusuri, este sincronă [37].

Articulația tripodă culisantă se utilizează cu succes la puntea motoare din față a automobilului (fig. 18), deoarece prezintă o serie de avantaje : capacitate portantă mare, simplitate, compactitate, randament ridicat, unghiuri mari între axe și compensări axiale [37], [40].

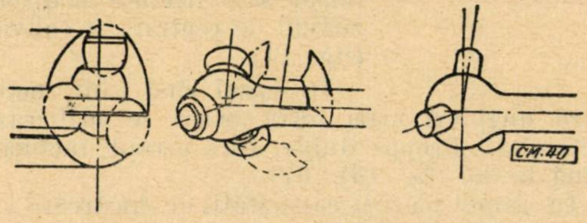


Fig. 16

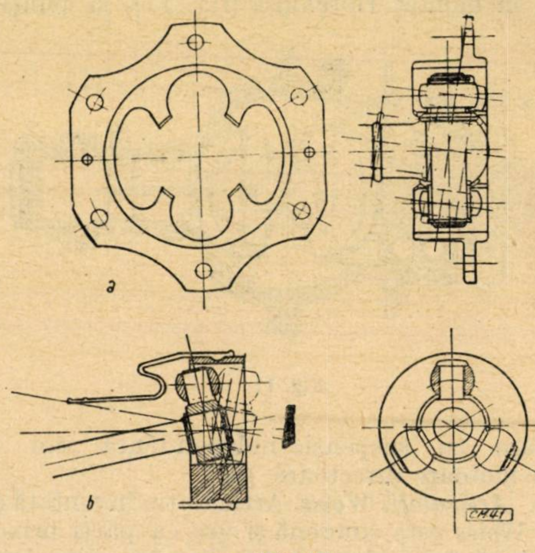


Fig. 17

1.7. *Cuplaje elastice universale.* În scopul reducerii solicitărilor dinamice mari, a șocurilor, zgomotului și amortizării vibrațiilor de răsucire [24], [27], în ultimul timp, datorită îmbunătățirii caracteristicilor elastice ale unor materiale metalice și nemetalice, a devenit posibilă înlocuirea *articulațiilor universale* prin *cuplaje elastice universale.* Spre deosebire de articulațiile universale la care diferitele compensări (înclinări și deplasări axiale) sînt posibile datorită deplasărilor relative din cuplele cinematice, la cuplajele elastice universale diferitele compensări (de răsucire, de înclinare-conice, laterale și axiale) sînt posibile datorită deformabilității elementului elastic, de cele mai multe ori nemetalic. Cele mai răspîndite sînt *cuplajele poligonale-toroidale* (fig. 19) (se mai numesc Rotoflex [56], Juboflex [8], Giubo [39], Periflex [52] etc.) la care elementul elastic are forma unui inel poligonal pătratic, hexagonal sau octogonal, care se montează în flanșe cu două, trei și patru brațe. Aceste cuplaje, avînd elasticitate mare la răsucire (12°—14°), pot transmite momente de răsucire cuprinse între 1,5 și 150 kgfm la turații cuprinse între 3600 și 1400 rot/min permițînd abateri unghiulare (înclinări) de 5° (pentru scurtă durată pînă la 12°). Se întîlnesc în transmisiile automobilelor Hilman IMP, BMW, Alfa-Romeo 1900, Lucia-Apia, Lotus, Simca (Aronde, Ariane, 1300, 1500).Au căpătat răspîndire și cuplajele cu bucșe din cauciuc de tipul Silentbloc [58] sau

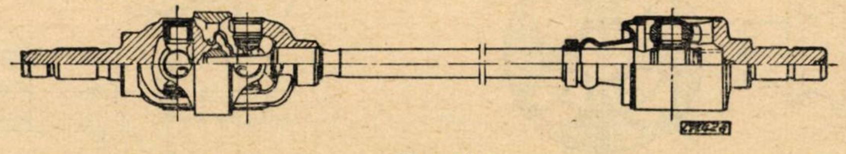


Fig. 18 *a*

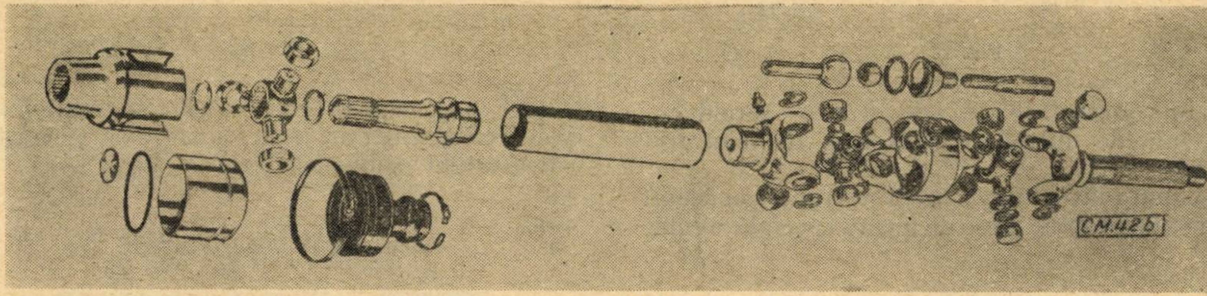


Fig. 18 *b*

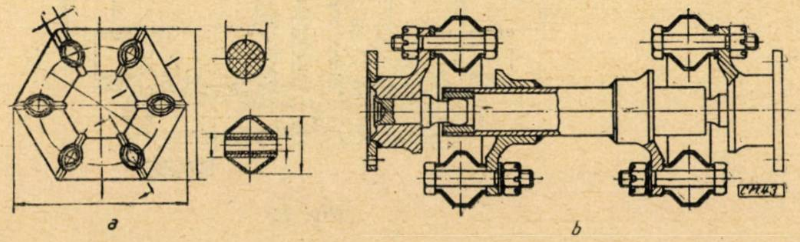


Fig. 19

Metalastik [56]. În figura 20 este arătat un cuplaj Metalastik cu bucşe sferice [11], [12], [50].

Aceste cuplaje nu necesită dispozitive de centrare, permit înclinări continue pînă la 5° (pentru scurtă durată pînă la 12°), deformaţii de răsucire mari, compensări axiale, transmit momente de răsucire pînă la 40 kgfm şi preiau sarcini axiale pînă la 150 kgf; reduc solicitările dinamice şi şocurile, izolează vibraţiile, reduc zgomotele şi nu necesită ungere. Se utilizează în transmisia autoturismului Hilman Super Minx. Spre deosebire de acestea, cuplajele Silentblok au bucşele nemetalice cilindrice şi permit transmiterea momentelor de răsucire pînă la 152 kgfm [58].

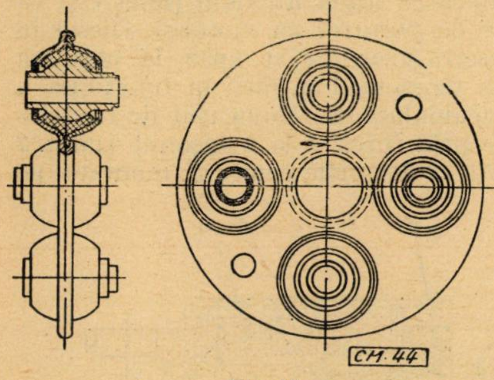


Fig. 20

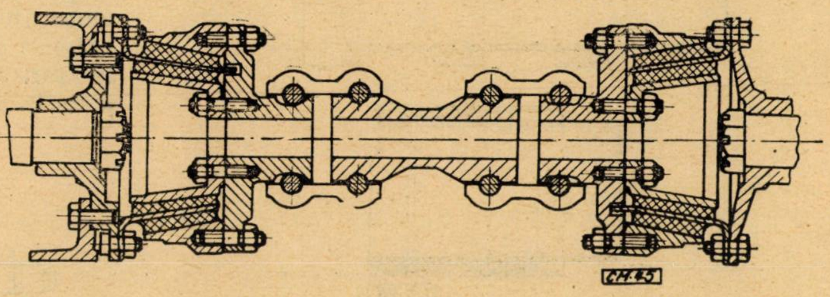


Fig. 21

Cuplajul Metalastik dublu con (fig. 21) se utilizează, în general, la locomotive Diesel, turbine, nave etc. şi permit transmiterea de momente de răsucire cuprinse între 50 şi 1000 kgfm la viteze pînă la 8000 rot/min [56].

În figura 21 este arătată transmisia cu cuplaje dublu-con, care înlocuieşte pe cea cu articulaţii cardanice [7].

Cuplajul cu manşon compound (fig. 22) se caracterizează prin elasticitate mare la răsucire şi înlocuieşte cu succes articulaţia universală [36]. Se obţine prin înfăşurarea unei benzi de oţel ale cărei suprafeţe sînt acoperite cu un strat subţire de elastomer. Banda de oţel este solicitată la întindere într-un sens şi la compresiune în celălalt.

2. *Arbori*

Transmisiile cu articulaţii universale fiind mecanisme ce servesc transmiterii energiei mecanice la distanţă, arborii sînt elemente componente principale. Arborele, în general, constă dintr-o piesă cilindrică centrală (arborele propriu-zis) şi piese auxiliare de prindere a articulaţiilor.

2.1. *Arborii cardanici.* Arborii care leagă articulaţii cardanice şi care sînt cei mai răspîndiţi se numesc arbori cardanici. Dacă în timpul funcţionării sînt necesare compensări axiale se utilizează arbori telescopici (automobile, locomotive Diesel etc.). În figura 23 este arătat un arbore telescopic GWB, împreună cu articulaţiile cardanice, utilizat în transmisia locomotivelor Diesel [64]. Se remarcă prinderea articulaţiilor de arbori prin flanşe cu şuruburi. Mărirea elasticităţii la răsucire a arborilor, necesară reducerii sarcinilor dinamice în transmisie [26], se poate obţine prin montarea forţată a inelelor de cauciuc între două tuburi metalice (fig. 24).

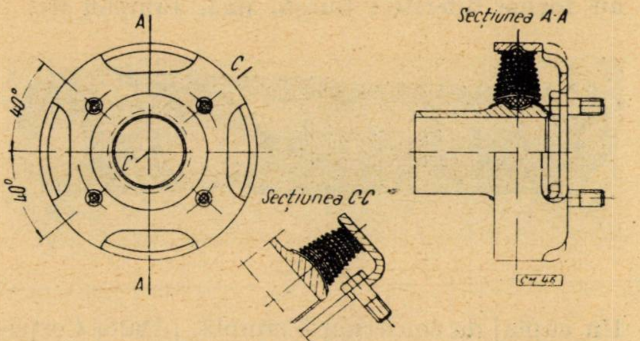


Fig. 22

Un astfel de arbore cu elasticitate la răsucire mare, care amortizează bine zgomotele şi vibraţiile, utilizat în transmisiile automobilelor (Dyna, Panhard, Lincoln), este arătat în figura 25 [12], [43], [53]. În ultimul timp, în construcţiile transmisiilor avioanelor, elicopterelor [15] şi automobilelor [36], [47], se utilizează *arbori metalici flexibili*, care nu necesită articulaţii sau cuplaje elastice, obţinîndu-se astfel cele mai simple transmisii, echivalente celor cu articulaţii universale (fig. 26).

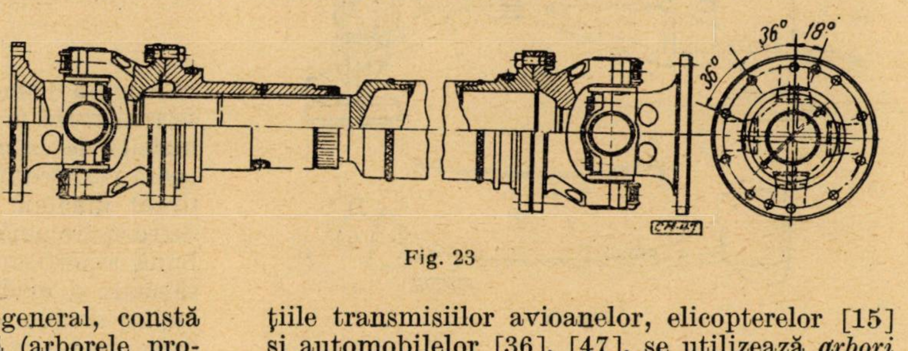


Fig. 23

2.2. *Cuplaje elastice ale arborilor cardanici.* Una dintre căile de reducere sau de limitare a solicitărilor dinamice prin șocuri și a amortizării vibrațiilor zgomotului transmisiilor mașinilor este utilizarea cuplajelor elastice *montate*, în majoritatea cazurilor, *la arborii cardanici.* Aceste cuplaje se caracterizează, în general, prin existența elementelor elastice din cauciuc, care au forme diferite : bucșă, inel, tampon etc.

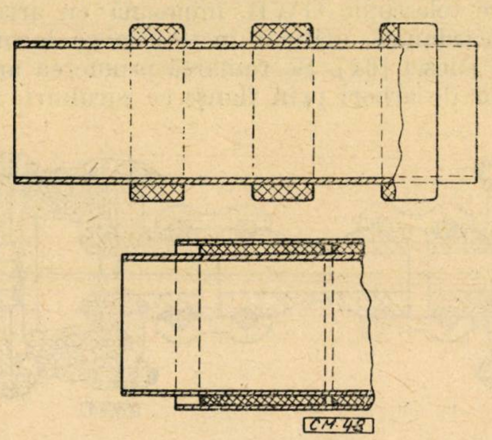


Fig. 24

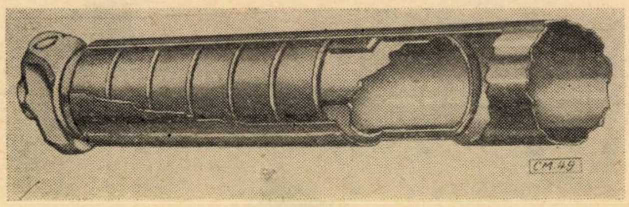


Fig. 25

Un cuplaj de construcție simplă, ,,Dana Corporation'', care constă dintr-un inel masiv de cauciuc *2* vulcanizat în manșoanele metalice *1* și *3*, este reprezentat în figura 27. Manșoanele *1* și *3* sînt centrate prin inelele gresabile *5* și *6*. Asemenea cuplaje se utilizează în transmisiile autocamioanelor care lucrează în condiții deosebit de grele [43], [67].

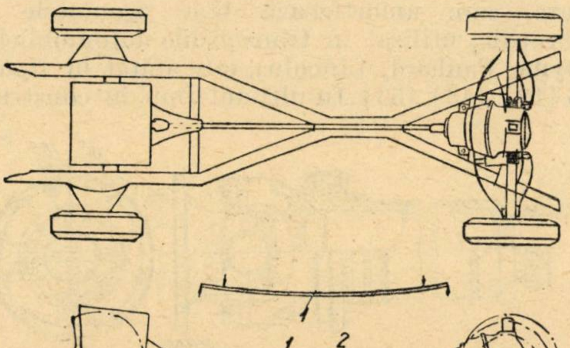


Fig. 26

Cuplajul Drewel-Vulkan reprezentat în fig. 28 se utilizează în transmisiile mașinilor solicitate intens : locomotive Diesel, vapoare, autocamioane de mare tonaj și speciale, pompe etc. [34], [43]. Acest cuplaj, în locomotivele Diesel cu transmisie hidraulică, este utilizat la transmisia cardanică ce leagă dinamul (folosit și ca electromotor de pornire) cu motorul Diesel în scopul reducerii șocurilor ce apar la pornirea motorului în momentul intrării în funcțiune a bateriei de acumulatoare. Momentul de răsucire se transmite prin furca *1* la manșonul sudat *2* și de la acesta la discurile conice *3*, montate pe butucul *2* prin caneluri, apoi, prin inelele de cauciuc *4* vulcanizate între discurile *3* și *5*, la discurile *5*, montate pe manșonul canelat *6* prin caneluri ; mai departe, la butucul *7* montat pe arborele *8* prin caneluri. Centrarea butucului *2* și a manșonului *6* se face direct prin butucul *7*. Comprimarea axială este asigurată de manșonul filetat *9*. Flanșa 10 sudată de butucul *2* este încadrată între două discuri de fricțiune, ceea ce asigură o amortizare suplimentară. Etanșarea se realizează prin inelul *11*. Prin forma conică a inelelor de cauciuc *4* se realizează solicitarea de egală rezistență la forfecare. Cuplajul este echilibrat dinamic și asigură deformări unghiulare de răsucire pînă la 30°. Se caracterizează printr-o bună amortizare a fluctuațiilor momentelor de răsucire și, evident, a vibrațiilor transmisiei. Un cuplaj simplu, care constă din două cupe cilindrice metalice de diametre diferite, coaxiale, între care se găsește o bucșă de cauciuc precomprimată (laycock T R) sau vulcanizată (Metalastik), se montează uneori între flanșa furcii articulației cardanice și flanșa arborelui, obți-

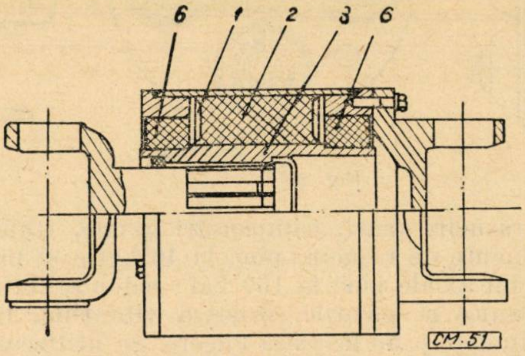


Fig. 27

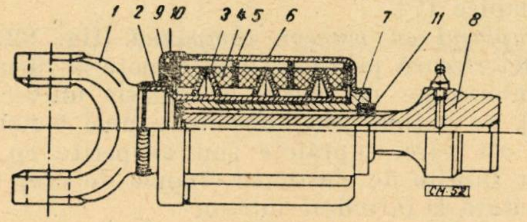


Fig. 28

nîndu-se prin aceasta şi o protejare a articulaţiei [47].

2.3. *Imbinări telescopice ale arborilor cardanici.* Deplasarea axială relativă la arborii de

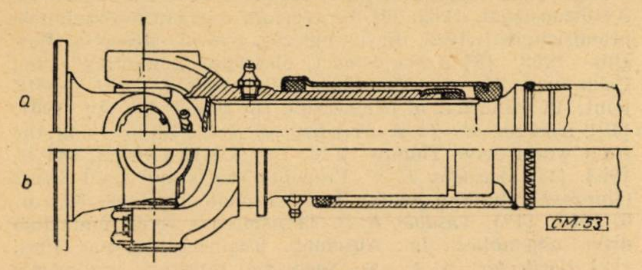


Fig. 29

lungime variabilă ai transmisiilor cardanice, în timpul transmiterii momentului de răsucire, se realizează prin îmbinări telescopice (caneluri, pană, arbori profilaţi etc.). În timpul deplasării relative a arborilor telescopici sub sarcină apar forţe axiale care sînt proporţionale cu momentul de răsucire transmis, cu coeficientul de frecare şi invers proporţionale cu diametrul. În scopul

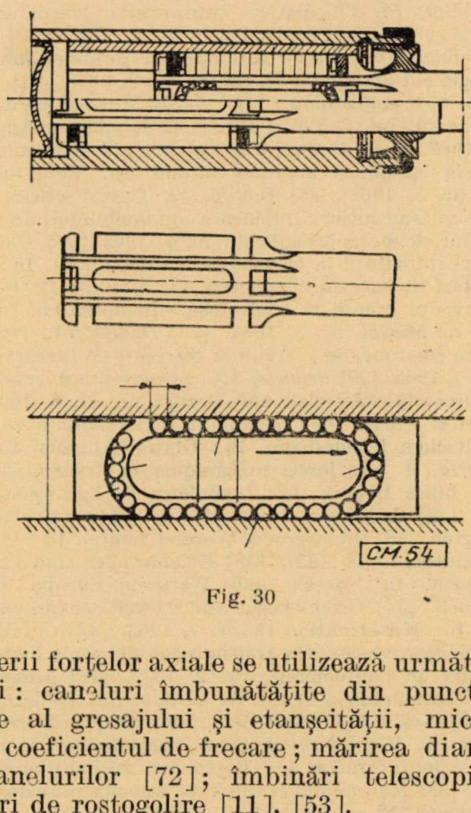


Fig. 30

reducerii forţelor axiale se utilizează următoarele soluţii : caneluri îmbunătăţite din punctul de vedere al gresajului şi etanşeităţii, micşorînd astfel coeficientul de frecare ; mărirea diametrului canelurilor [72]; îmbinări telescopice cu corpuri de rostogolire [11], [53].

În figura 29 sînt reprezentate etanşări complexe cu inel de etanşare suplimentar în care tubul telescopic suplimentar este fixat de arbore printr-un inel de cauciuc (fig. 29, *a*) sau prin sudură (fig. 29, *b*) [64].

În figura 30 este reprezentată o îmbinare telescopică prin caneluri cu role ac, forţele axiale fiind considerabil reduse [36]. O astfel de soluţie este utilizată în transmisia cardanică a punţii din spate cu suspensie independentă a automobilului Mercedes-Benz [11]. O interesantă soluţie, utilizată în transmisia cardanică a automobilului Triumph-Herald [11], la care rolele sînt aşezate alternativ, este arătată în figura 31. În transmisia cardanică a automobilului Lotus-Ford [11] este utilizată îmbinarea telescopică obţinută prin aşezarea bilelor în caneluri în formă de boltă gotică. Se obţine astfel o centrare precisă.

2.4. *Paliere intermediare ale arborilor cardanici.* La transmisiile cardanice cu mai mult de două articulaţii apare necesitatea rezemării arborilor intermediari. La transmisiile cardanice ale automobilelor, arborii cardanici se secţionează pentru mărirea turaţiei critice la încovoiere, care creşte cu micşorarea lungimii [25], din motive de montaj, de utilizare optimă a spaţiului interior (la turisme) sau de îmbunătăţire a indicilor de maniabilitate (rază de străbatere longitudinală mică) etc. Palierele intermediare trebuie să permită mici compensări unghiulare, să amortizeze şi să izoleze vibraţiile laterale ale arborilor [25]. În general, acestor cerinţe le răspund palierele de joasă frecvenţă în care rulmentul se sprijină pe un inel de cauciuc, care, pentru mărirea elasticităţii, se execută necompact (cu diferite goluri). Din multitudinea formelor inelului de cauciuc şi modului de prindere [2], [3], [7], [15], [50], [61], în figura 32 este reprezentat palierul intermediar

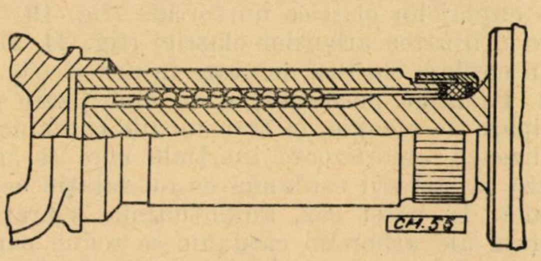


Fig. 31

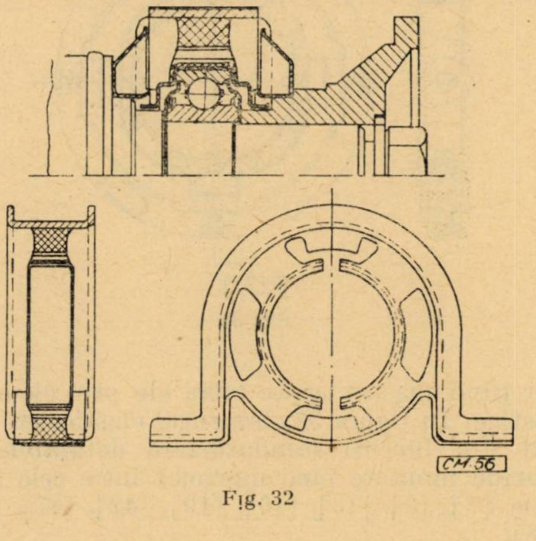


Fig. 32

Metalastik caracterizat prin tehnologie simplă [12]. Uneori rulmentul se montează într-o flanşă de formă eliptică alungită (balansier), care se fixează de ramă prin intermediul bucşelor elastice [7]. Spre deosebire de palierele elastice cu balansier, amintite mai sus, la care prinderea carcasei-balansier se realizează prin intermediul bucşelor de cauciuc, la palierele cu fricţiune prinderea se realizează prin intermediul şaibelor de fricţiune de tip ferodo [15].

3. *Amortizoare utilizate în transmisiile cardanice*

Dispozitivele special introduse în sistemul vibrant, cu scopul măririi frecărilor, se numesc amortizoare. Din analiza anterioară se desprinde că, în transmisiile cardanice, amortizarea vibraţiilor se realizează parţial prin articulaţii cardanice cu elemente elastice (fig. 5), prin utilizarea cuplajelor elastice universale (fig. 19—22), prin utilizarea arborilor elastici (fig. 24, 25) şi prin cuplaje elastice montate în arbori (fig. 27, 28). Pe lîngă posibilităţile de amortizare prin disipare de energie, în transmisiile cardanice se utilizează amortizoare inerţiale care se montează pe arborii cardanici ce au rotaţie neuniformă. În acest caz, amplitudinile vibraţiilor forţate ale arborelui cardanic se reduc parţial sau total prin aceea că forţele de inerţie, care acţionează din partea piesei masive a amortizorului asupra arborelui pe care este montat, anihilează forţele perturbatoare exterioare. De aceea aceste amortizoare se mai numesc antivibratoare. Amortizoarele inerţiale sînt formate, în general, din două inele concentrice (cel exterior fiind masiv) legate între ele prin elemente elastice. În figura 33 elementul elastic este format din blocuri standardizate detaşabile de cauciuc montate precomprimat între cele două inele [2], [3], [12], [16], [19], [42], [47], [50], [56].

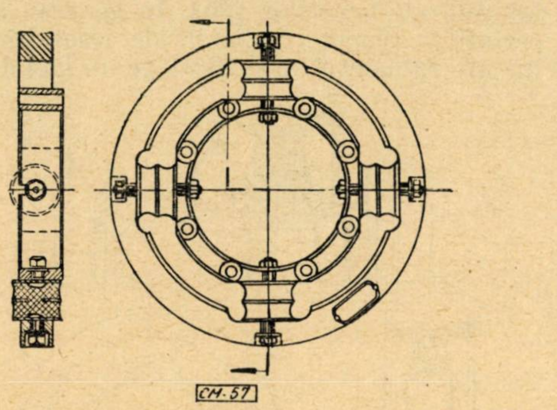


Fig. 33

---

[1] *Bouchard, R.* Joints de cardan et arbres de transmission. Paris, SIA (CESIA), 1954. [2] *Dean-Averns, R.* Rubber in automobile engineering (traducere în limba rusă). Moscova, Maşghiz, 1962. [3] *Malahovski, Ia. E.* şi a. Kardannîe peredaci. Moscova, Maşghiz, 1962. [4] *Metzmaier, M. E.* Cours d'Automobile ENSPM. Paris, Technip, 1959. [5] *Pollone, G.* Il veicolo. Torino, Libr. editrice universit. Levrotto & Bella, 1960. [6] *Semenov, V. M.* şi *Armaderov, R. G.* Rabota gruzovogo avtomobileav teajelîh dorojnîh usloviah. Moscova, Avtotransizdat, 1962. [7] Spravocinik injenera avtomobilnoi promîşlennosti (trad. din l. engleză), tom. **2**. Moscova, Maşghiz 1963. [8] Accouplement élastique „Juboflex". In : Usine belge **41**, nr. 1880, 1964. [9] *Anderison, J. H.* ASME joint. In : Journal of engineering for power 10, ian 1961. [10] *Andren, B. T.* şi *Prendergast, J. J.* Engineering the front wheel drive Taunus 12 M. In : S.A.E.-journal, **611** E, 1963. [11] *Ansdale, R. F.* Propeller shafts and final drives (Improved slinding joints). In : Automob. Engineer **53**, nr. 6, 1963. [12] *Ansdale, R. F.* Transmission shaft and final drive assemblies. In : Automob. Engineer, 20 mai 1964. [13] *Bazilenko, G. I.* ş.a. Necotorîe rezultatî isledovania avtomobilnîh poezdov s aktivnîmi priţepami. In : Avtomob. promîşlennosti, nr. 11, 1960. [14] *Bouchard, R.* Joints mécaniques de transmission. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 2, 1964. [15] *Bruyère, M.* Nouvelles transmissions souples de puissance utilisées en aéronautique. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 12, 1963. [16] Cardan shaft design and performance. I In : Diesel Railway Tract, 14, 1960. [17] *Condon W. T.* Selecting the right universal joint. In : SAE-Journal **69**, nr. 12, 1961. [18] Constant velocity universal joint. In : Engn. Mater. and Design, nr. 12, 1962. [19] Dennis Pax Range. In : Automobile Engineer, mai 1963. [20] *Dieckhoff, H. G.* Gesichtpunkte zur Gräserbestimmung von drehelastischen Kupplungen. In : Maschinenbautechnik, nr. 1, 1963. [21] *Dudiţă, Fl.* Cinematica transmisiilor cardanice. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 9, 1960. [22] *Dudiţă, Fl.* Dinamica transmisiei cardanice a automobilului. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 2, 1961. [23] *Dudiţă, Fl.* Transmisii policardanice. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1962 ; Revue de Mécanique Appliquée, nr. 6, 1962. [24] *Dudiţă, Fl.* Autovibraţii determinate de transmisia cardanică a automobilului. In : Construcţia de Maşini, nr. 5, 1963. [25] *Dudiţă, Fl.* Turaţii critice la încovoiere în transmisia cardanică a automobilului. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 4, 1963. [26] *Dudiţă, Fl.* Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1964. [27] *Dudiţă, Fl.* Frecvenţe proprii în transmisia automobilului. In : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1964. [28] *Dudiţă, Fl.* Transmisii cardanice sincrone. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1965. [29] *Francis, A.C.* Survey of universal joints. In : Engineering Materials and Design, nr. 11, 5, 1962. [30] *Friedrich* şi *Fürst.* Die Nebenbahn-Diesellokomotive V 100 der Deutschen Bundesbahn. In : Glasers Annalen 84, 1960. [31] *Furia, A.* Les joints mécaniques de transmission ; les joints à billes Bendix. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 5, 1964. [32] Garrington constant — velocity universal joint (Garrington Ltd. Bromsgrove, Worcestershire). In : Automobile Engineer, iunie 1957. [33] Gelenkwellen und Überlastkupplungen. In : Masch. und Werkzeug-Europa Technic, nr. 7, 1963. [34] Gelenkwellen für schwerbeanspruchte Antriebe. In : Konstruktion **15**, nr. 7, 1963. [35] *Guimbretière, P.* Problémes relatifs aux transmission de poids lourds. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 2, 1959. [36] *Guimbretière, P.* La transmission à joints de cardan. In : Bulletin de la Societé Française des Mécaniciens, 1961. [37] *Guimbretière, P.* şi *Treyer, A.* Joints mécaniques de transmission ; la traction avant ; le joint Tracta. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 4, 1964. [38] Half a million constant velocity universal joint. In : Engineer **212**, nr. 5513, 1961. [39] Hochelastische Stemin-Giubo-Kupplung. In : Maschine **18**, nr. 1, 1964. [40] *Julien, A.* Les tendances de la construction automobile d'après les Salons européens 1962. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 1, 1963. [41] *Julien, M. A.* Évolution des joints et liaisons de transmission. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 10, 1964. [42] *Leaver, R. H.* A torsionally-flexible cardan shaft. In : Diesel Railway traction, august 1959, p. 298—300. [43] *Morlon, J.* Les joints de transmission élastiques. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 5, 1964. [44] *Müller, L. E.* şi *Green, E.* Torque tube drine line. In : SAE-Journal, nr. 11, 1957. [45] *Meese, G.* Massnahmen zur Erreichung einer

langen Gebrauchsdauer von Nadellagerungen. In : Industrieblatt **61**, nr. 11, 1961. [46] *Potgieter, F. M.* Universal joints. In : Machine Design **34**, nr. 29, 1962. [47] Propeller shafts and final drive units. In : Automob. Engineer **50**, nr. 12, 1960. [48] *Rabbeno, G.* Pericoli nascosti nei giunti a snodo cardanico per transmissions di potenza mecanica. In : Tecn. ital **20**, nr. 1—2, 1964. [49] *Raisser, A.* Nouvelle conception des arbres de transmission. In : SAE Preprint, 1961, SAE 320 E—1961. [50] Rubber in transmissions. In : Automobile Engineer, mai, 1962. [51] *Rzeppa, A. H.* Universal joints drives. In : Machine Design, aprilie, 1953. [52] *Stübner, K.* şi *Rüggen, W.* Gelenkwellen, insbesondere drehelastische Gelenkwellen, ihre Bedeutung, Konstruktion und Einsatz. In : Industrieblatt, nr. 4, 1962. [53] *Veazy, D. R.* Lincoln continental driveshaft fits smaller package. In : SAE-Journal, nr. 6, 1961. [54] *Zeigler, Ph.* Saginaw tiet-wheel steering. In : Automob. Engineering. aprilie, 1964. Documentaţie tehnică a firmelor specializate în transmisii cu articulaţii universale. *Anglia.* [55] Hardy Spicer Ltd ; Birfield Group. [56] Metalastik Ltd. [57] Mollart Engng. Co. Ltd. [58] Silentbloc Ltd. *Franţa.* [59] Établissements Bendix. [60] Établissements Lavigne. [61] Glaenzer-Spicer. [62] Sinpar. [63] Societé Air-Équipement-Division DBA. *R.F.G.* [64] Gelenkwellenbau G.m.b.H. (GWB). [65] Lohr & Bromkamp G. m.b.H (Löbro). *S.U.A.* [66] Borg-Warner mechanics universal joints division. [67] Dana Corporation — Spicer Division. [68] Rockwell — Standard Corporation. *Brevete de invenţii.* [69] *Alfred, H.* Improvements in or relating to universal joint. [70] Joint de cardan (Gelenkwellenbau G.m.b.H.). Brevet Franţa, nr. 1278770. cl. Fo6d, 6.06.61. [71] Joint a la cardan perfectioné (SIMCA). Brevet Franţa, nr. 1231736. [72] Joint coulissant pour la transmission des couples importants (Soc. de constr. mécaniques Chenard et Walcker). Brevet Franţa, nr. 1270118, 17.07.61. [73] Perfectionnement aux joints de cardan (Glaenzer Spicer, Soc. An.). Brevet Franţa, nr. 1252228, cl. Fo6d, 19.12.60. [74] Universal joint (Birfield Engineering Ltd.). Brevet Anglia, nr. 872877.

CZ 621. 925. 83

Realizarea danturii cuţitelor-roată pe maşina de rectificat danturi ZSWZ 315

NICOLAE GUJA

Unele întreprinderi din ţară utilizează în sculării maşina de rectificat dantură ZSWZ 315 (Niles R.D.G), maşină pe care se pot rectifica în condiţii corespunzătoare cuţitele-roată de mortezat dantura.

În instrucţiunile ce însoţesc maşina apar relaţiile de calcul pentru rectificarea cuţitelor-roată cu dantură dreaptă însă nu se indică modul de calcul al reglajelor pentru rectificarea cuţitelor-roată cu dantură înclinată.

Întrucît pe maşină se pot realiza şi aceste tipuri de scule, este necesar să se stabilească relaţiile de calcul şi modul de reglaj pentru o utilizare cît mai completă a posibilităţilor acestei maşini.

Maşina ZSWZ 315 este o maşină de rectificat dantura cilindrică prin rostogolire [6].

Spre deosebire de alte tipuri mai vechi, batiul în care culisează sania portpiatră poate fi înclinat în două plane perpendiculare, ceea ce permite realizarea unghiului de înclinare a danturii, concomitent cu unghiul de aşezare necesar pe flancurile cuţitului-roată (fig. 1).

Cuţitul-roată de tip I (Sykes) pentru mortezat dantură cilindrică înclinată generează dantura piesei prelucrate în plan frontal, adică muchiile tăietoare ale cuţitului-roată au profilul conjugat profilului din planul frontal al danturii de executat. Rezultă de aici că toţi dinţii sculei au muchiile tăietoare în planul frontal.

Metoda de calcul expusă în continuare se bazează pe studiul cremalierei spaţiale imaginare care generează dantura cuţitului-roată. Această cremalieră spaţială se obţine la rîndul ei prin translaţia unei cremaliere plane numită cremalieră auxiliară care angrenează cu dantura ce se va realiza cu cuţitul respectiv [2]. În continuare se evidenţiază justificarea metodei de calcul considerate.

Pentru ca muchiile danturii cuţitului-roată să genereze pe semifabricat dantura care trebuie realizată, atît dantura de executat, cît şi muchiile tăietoare ale cuţitului-roată trebuie să angreneze cu aceeaşi cremalieră auxiliară. Rezultă că această cremalieră auxiliară trebuie să genereze dantura cuţitului-roată.

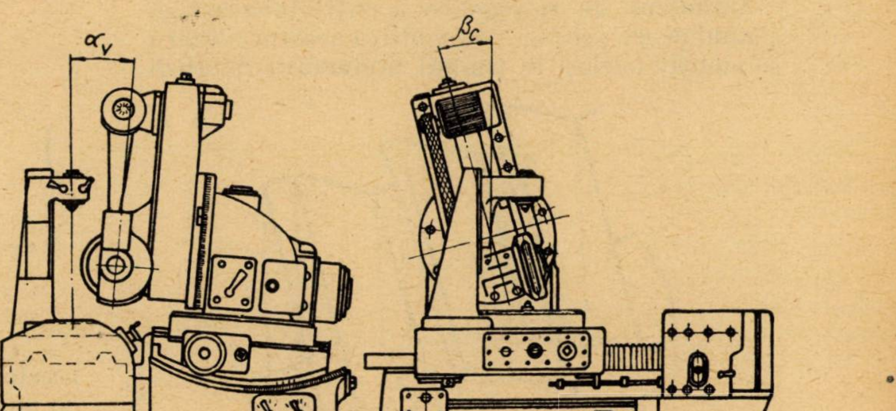


Fig. 1

Se poate imagina fenomenul generării danturii cuţitului-roată în modul următor : cremaliera auxiliară, prin poziţiile ei în diferite plane paralele ale semifabricatului sculei (fig. 2), creează în spaţiu o cremalieră spaţială imaginară, denumită cremalieră generatoare (fig. 3),

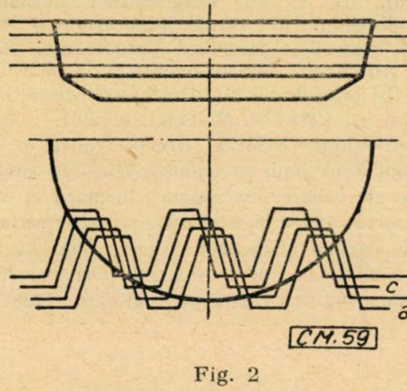


Fig. 2

peste care se rostogoleşte cuţitul-roată, generînd flancurile dinţilor respectivi.

Rularea se face de către o suprafaţă cilindrică imaginară legată de cuţit, numită cilindru de rulare, peste un plan imaginar (plan de rulare) legat de cremaliera generatoare.

În figura 4 se deosebesc două elemente importante şi anume secţiunea de referinţă a cuţitului-roată, în care dantura are profilul corespunzător unei roţi dinţate necorijate, şi cilindrul de rostogolire, obţinut prin translatarea în lungul axei cuţitului a cercului de rostogolire din secţiunea de referinţă. Acest cerc poate fi atît cercul divizor (fig. 4), cît şi orice alt cerc avînd diametrul mai mic sau mai mare decît cercul de divizare, cu condiţia de a se stabili unghiul de angrenare al cremalierei auxiliare pe cercul respectiv (pe desen se precizează de obicei unghiul de angrenare pe cercul divizor).

Cilindrul de rostogolire a cuţitului-roată şi planul pe care se face rostogolirea acestui cilindru se menţin aceiaşi în timpul prelucrării danturii

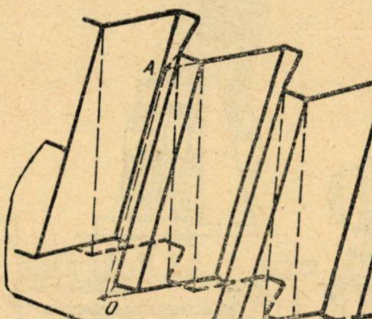


Fig. 3

cuţitului, fiind determinaţi de reglajul maşinii. Un dinte al cremalierei generatoare este o prismă cu muchiile înclinate atît faţă de planul orizontal P, cît şi faţă de planul vertical (fig. 3).

Prelungind suprafeţele ce constituie flancul dintelui cremalierei generatoare, ele se intretaie după o dreaptă ce întîlneşte planul P în punctul O (fig. 3).

Considerînd un sistem de coordonate în spaţiu $oxyz$ cu originea în punctul O (fig. 5), dreapta $\overline{OA}$ este tocmai dreapta din figura 3, determinată de intersecţia planelor P_1 şi P_2 care materializează flancurile dintelui cremalierei generatoare.

Planele P_1 şi P_2 taie planul xoy după dreptele Δ_1 şi Δ_2. Aceste drepte determină cremaliera

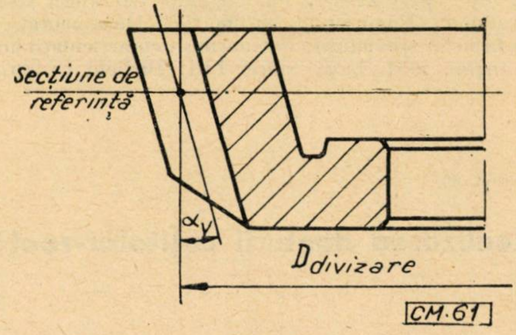


Fig. 4

auxiliară în planul frontal. Întrucît dintele cremalierei auxiliare a danturii cilindrice înclinate este simetric în plan frontal, dreptele Δ_1 şi Δ_2 vor face cu axa oy unghiuri egale. Se notează

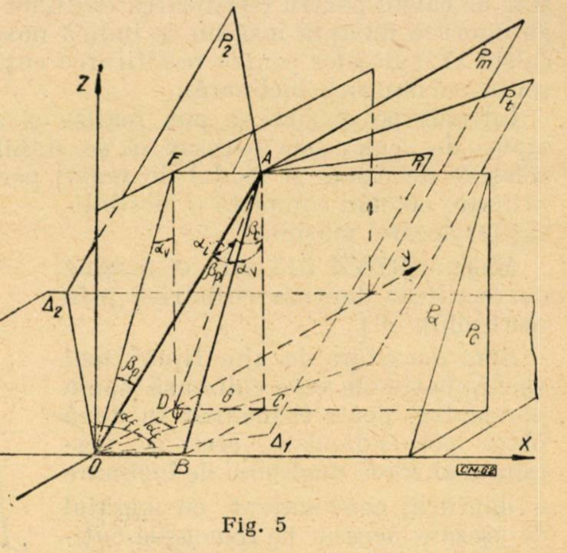


Fig. 5

aceste unghiuri cu α_f, care reprezintă unghiul de angrenare în plan frontal al cremalierei auxiliare considerate.

Axa oy este deci bisectoarea unghiului format de dreptele Δ_1 şi Δ_2. La $z=$ constant, adică în diferite plane paralele cu xoy, unghiul α_f nu se modifică şi în consecinţă bisectoarea unghiului $2\alpha_f$ precizează un plan notat cu P_m. Acest plan intersectează planul de rostogolire P_r după o dreaptă $\overline{AD}$ înclinată faţă de $\overline{AC}$ cu unghiul β_c, $\overline{AC}$ fiind paralelă cu axa $\overline{OZ}$.

Dreapta $\overline{AO}$ este conținută într-un plan determinat de axa ox și de punctul A. Acest plan P_α face cu planul de rostogolire P_r unghiul α_v. Din intersecția acestor plane se obține piramida $AODCB$. Unghiurile care interesează sînt :

$$\widehat{DAC} = \beta_c\,;\quad \widehat{CAB} = \alpha_v\,;\quad \widehat{BAO} = \beta_p \;\text{ și }\; \widehat{OAD} = \alpha_i$$

Unghiul β_c este unghiul de înclinare a elicei dintelui pe cilindrul de rostogolire al cuțitului.

Atunci cînd cilindrul se rostogolește pe planul P_r, dreapta $\overline{AD}$ înfășoară elicea dintelui sculei pe cilindrul de rulare. Unghiul α_v este un unghi de așezare în plan radial a cuțitului. El se determină în așa fel încît unghiul de așezare pe flancurile dinților așchietori să aibă o valoare corespunzătoare [3].

Unghiul β_p este unghiul sub care se înclină piatra de rectificat, axul pietrei fiind conținut într-un plan paralel cu planul P_α. Rezultă că pietrei de rectificat i se vor da două înclinări și anume α_v și β_p în două plane perpendiculare, tocmai cele două înclinări pe care le poate realiza mașina ZSWZ 315.

Unghiul α_i rezultă din construcția geometrică și se folosește în calcule ca unghi ajutător.

Unghiurile cunoscute sînt α_v, β_c și α_f, unghiuri ce sînt înscrise în desenul sculei ce trebuie realizată.

Examinînd piramida $AODCB$ se constată că triunghiurile ABC, ABO, OAD și ADC sînt triunghiuri dreptunghice.

Se poate scrie : $\overline{AB}\,\text{tg}\,\beta_p = \overline{OB} = \overline{DC} = \overline{AC}\,\text{tg}\,\beta_c$ și întrucît :

$$\overline{AC} = AB\cos\alpha_v,$$

rezultă :

$$\text{tg}\,\beta_p = \text{tg}\,\beta_c \cos\alpha_v. \qquad (1)$$

Spațiul dintre planele P_1 și P_2 este măturat de piatra de rectificat. Piatra este ascuțită într-un plan radial, perpendicular pe dreapta $\overline{AO}$ care materializează traiectoria vîrfului pietrei.

Spre a găsi unghiurile la care este necesară ascuțirea pietrei, trebuie să fie determinate ecuațiile planelor P_1 și P_2.

Pentru aceasta se scrie ecuația dreptei $\overline{AO}$:

$$\frac{x}{\cos\alpha_0} = \frac{y}{\cos\beta_0} = \frac{z}{\cos\gamma_0}.$$

Din figura 5 se poate scrie :

$$\overline{OA}\cos\alpha_0 = \overline{OB} = \overline{DC} = \overline{AC}\,\text{tg}\,\beta_c.$$

Cum :

$$\overline{AC} = \overline{OA}\cos\beta_p\cos\alpha_v,$$

rezultă :

$$\cos\alpha_0 = \cos\beta_p\cos\alpha_v\,\text{tg}\,\beta_c.$$

Ținînd seama de relația (1) se obține :

$$\cos\alpha_0 = \sin\beta_p\,;\quad \overline{OA}\cos\beta_0 = \overline{OD} = \overline{BC} = \overline{AC}\,\text{tg}\,\alpha_v.$$

Ținînd seamă că : $\overline{AC} = \overline{OA}\cos\beta_p\cos\alpha_v$, rezultă :

$$\cos\beta_0 = \cos\beta_p\sin\alpha_v.$$

Din relația :

$$\overline{OA}\cos\gamma_0 = \overline{AC} = \overline{OA}\cos\beta_p\cos\alpha_v,$$

rezultă :

$$\cos\gamma_0 = \cos\beta_p\cos\alpha_v.$$

Ecuația dreptei $\overline{OA}$ va fi :

$$\frac{x}{\sin\beta_p} = \frac{y}{\cos\beta_p\sin\alpha_v} = \frac{z}{\cos\beta_p\cos\alpha_v}. \qquad (2)$$

Această dreaptă reprezintă intersecția planelor P_1 și P_2. Întrucît aceste plane trec prin originea sistemului de coordonate, ecuațiile lor sînt :

$$A_1 x + B_1 y + C_1 z = 0\,;$$

$$A_2 x + B_2 y + C_2 z = 0.$$

Intersectînd planele P_1 și P_2 cu planul xoy de ecuație $z = 0$, se obțin ecuațiile dreptelor Δ_1 și Δ_2 :

$$A_1 x + B_1 y = 0\,;\quad y = -\frac{A_1}{B_1}x$$

și

$$A_2 x + B_2 y = 0\,;\quad y = -\frac{A_2}{B_2}x.$$

Se pune condiția ca ambele drepte să facă cu axa oy unghiul α_f.

Coeficientul unghiular al dreptei Δ_1 este $K_1 = \text{ctg}\,\alpha_f$, iar cel al dreptei Δ_2 este $K_2 = -\text{ctg}\,\alpha_f$.

Rezultă :

$$K_1 = -\frac{A_1}{B_1} = \text{ctg}\,\alpha_f\,;\quad \frac{A_1}{B_1} = -\text{ctg}\,\alpha_f\,; \qquad (3)$$

$$K_2 = -\frac{A_2}{B_2} = -\text{ctg}\,\alpha_f\,;\quad \frac{A_2}{B_2} = \text{ctg}\,\alpha_f. \qquad (4)$$

Înlocuind în ecuațiile dreptelor Δ_1 și Δ_2 se obține :

$$y = x\,\text{ctg}\,\alpha_f \text{ și } y = -x\,\text{ctg}\,\alpha_f.$$

Din condiția ca dreapta $\overline{AO}$ de ecuație (2) să fie cuprinsă în planele P_1 și P_2 se găsesc ecuațiile planelor P_1 și P_2.

Condiția ca $\overline{AO}$ să fie în planul P_1 de ecuație $A_1 x + B_1 y + C_1 z = 0$ este :

$$A_1\sin\beta_p + B_1\cos\beta_p\sin\alpha_v + C_1\cos\beta_p\cos\alpha_v = 0,$$

de unde rezultă :

$$\sin\beta_p + \frac{B_1}{A_1}\cos\beta_p\sin\alpha_v + \frac{C_1}{A_1}\cos\beta_p\cos\alpha_v = 0.$$

Ţinînd seama de relaţia (3) se poate scrie :

$$\sin\beta_p - \operatorname{tg}\alpha_f\cos\beta_p\sin\alpha_v + \frac{C_1}{A_1}\cos\beta_p\cos\alpha_v = 0.$$

Efectuînd calculele şi ţinînd seama de relaţia (1) se găseşte :

$$\frac{C_1}{A_1} = \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v - \operatorname{tg}\beta_c. \qquad (5)$$

Scriind ecuaţia planului P_1 sub forma $x + \frac{B_1}{A_1}y + \frac{C_1}{A_1}z = 0$ şi considerînd relaţiile (3) şi (5) se determină ecuaţia planului P_1 :

$$x - y\operatorname{tg}\alpha_f - z(\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v) = 0 \qquad (6)$$

Aplicînd condiţia ca dreapta $\overline{OA}$ să fie cuprinsă în planul P_2 şi efectuînd calculele ca şi în cazul precedent se obţine ecuaţia planului P_2 :

$$x + y\operatorname{tg}\alpha_f - z(\operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v + \operatorname{tg}\beta_c) = 0. \quad (7)$$

Se reaminteşte că spaţiul dintre planele P_1 şi P_2 este măturat de piatra de rectificat ale cărei flancuri generează planele P_1 şi P_2. Aceste flancuri ale pietrei se ascut într-un plan ce conţine axul de rotaţie al pietrei, plan perpendicular pe dreapta $\overline{OA}$ care materializează traiectoria vîrfului pietrei.

Planul de translaţie a pietrei reprezintă planul faţă de care se ascut flancurile respective. Se notează acest plan cu P_t (fig. 5) ; el este perpendicular pe planul P_α şi conţine dreapta $\overline{OA}$. Planul P_t taie planul orizontal *xoy* după o dreaptă $\overline{OG}$ ce face unghiul ψ cu axa *oy* (fig. 5) ; unghiul planelor P_t şi *yoz* este β_p, întrucît ambele sînt perpendiculare pe planul P_α.

Pentru determinarea unghiului ψ se consideră piramida *AODCB*. Unghiul β_c este unghiul planelor *ABC* şi *AOD*. Dacă se roteşte planul *ACD* (P_r) cu unghiul α_v, astfel ca dreapta $\overline{AC}$ să rămînă în planul *ABC* şi dreapta $\overline{AD}$ în planul *AOD* (P_m), se obţine unghiul β_p, între cele două unghiuri existînd relaţia (1).

În mod identic, rotind planul *OFA* cu unghiul $\widehat{FOD}$ aşa fel ca $\overline{OF}$ să se menţină în planul *yoz*, iar dreapta $\overline{OA}$ în planul P_t, se obţine unghiul ψ.

În mod analog cu relaţia (1) se poate scrie :

$$\operatorname{tg}\psi = \operatorname{tg}\beta_p\cos\widehat{FOD}; \quad \widehat{FOD} = 90° - \alpha_v$$

şi deci :

$$\operatorname{tg}\psi = \operatorname{tg}\beta_p\sin\alpha_v. \qquad (8)$$

Din condiţia ca planul P_t să conţină dreapta $\overline{OA}$ şi dreapta $\overline{OG}$ de ecuaţie $x = y\operatorname{tg}\psi$, respectiv $\frac{x}{\sin\psi} = \frac{y}{\cos\psi} = \frac{z}{0}$, se găseşte ecuaţia planului P_t :

$$x - y\operatorname{tg}\psi - z(\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\psi\operatorname{tg}\alpha_v) = 0. \quad (9)$$

Unghiurile sub care vor trebui ascuţite flancurile pietrei se notează cu φ_1 şi φ_2. Unghiul φ_1 este unghiul dintre planul P_t (9) şi planul P_1 (6), fiind dat de formula :

$$\cos\varphi_1 = \pm\frac{1 + \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\psi + (\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v)(\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\psi\operatorname{tg}\alpha_v)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha_f + (\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v)^2}\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\psi + (\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\psi\operatorname{tg}\alpha_v)^2}}. \qquad (10)$$

Unghiul φ_2 este unghiul dintre planele P_t (9) şi P_2 (7) şi se deduce din expresia :

$$\cos\varphi_2 = \pm\frac{1 - \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\psi + (\operatorname{tg}\beta_c + \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v)(\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\psi\operatorname{tg}\alpha_v)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha_f + (\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\alpha_f\operatorname{tg}\alpha_v)^2}\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\psi + (\operatorname{tg}\beta_c - \operatorname{tg}\psi\operatorname{tg}\alpha_v)^2}}. \qquad (11)$$

Calculînd unghiurile φ_1 şi φ_2 se stabilesc deci unghiurile de ascuţire ale pietrei. Alegerea semnelor + sau — nu provoacă nici o greutate, întrucît $\cos\varphi < 0$ pentru $\varphi > \frac{\pi}{2}$.

Deoarece φ are valori apropiate de α_f, se va lucra numai cu valori pozitive, întrucît unghiul de angrenare are valori mult inferioare lui $\frac{\pi}{2}$.

Regula de alegere a poziţiei lui φ_1 şi φ_2 este indicată în figura 6.

Calculînd unghiurile φ_1 şi φ_2 se constată că $\varphi_2 \neq \varphi_1$ şi deci piatra se ascute asimetric.

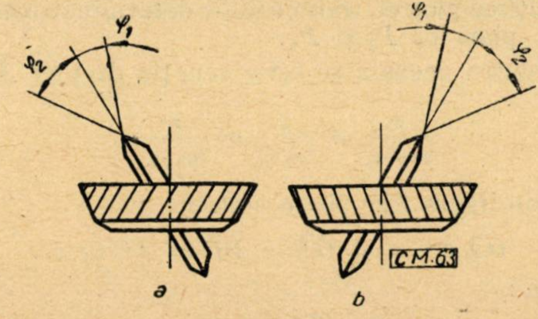


Fig. 6

Dacă piatra ar fi ascuţită simetric faţă de planul P_t, s-ar obţine o cremalieră auxiliară asimetrică, dantura cuţitului fiind la rîndul ei asimetrică.

În mod practic, pentru rectificarea danturii se procedează în modul descris în continuare:

— se stabilesc după desenul sculei unghiurile β_c, α_v și α_f;

— se calculează unghiurile β_p și ψ [formulele (1) și (8)];

— se determină unghiurile sub care se ascute piatra din formulele (10) și (11) precum și cu ajutorul figurii 6;

— se stabilesc roțile rostogolirii pentru cercul de rostogolire corespunzător unghiului de angrenare α, al cremalierei auxiliare, știind că pe desene este indicat unghiul α_f pe cercul de divizare;

— se reglează mașina la unghiurile α_v și β_p;

— se reglează roțile rostogolirii și divizării;

— se ascute piatra.

În cazul cînd φ_1 și φ_2 depășesc posibilitățile mașinii, se acționează asupra unghiului de angrenare α_f al cremalierei auxiliare micșorîndu-l la valoarea α_f', ceea ce aduce după sine micșorarea diametrului cercului de rostogolire, știind că există relația $D'_{rostog} \cos \alpha_f' = D_d \cos \alpha_f$. Această schimbare atrage modificarea unghiului β_c care în desenele sculelor este înscris pe cercul divizor. Unghiul de înclinare a spirei β_c' pe noul cilindru de rostogolire poate fi determinat cu relația $\operatorname{tg} \beta_c' = \frac{\cos \alpha_f'}{\cos \alpha_f} \operatorname{tg} \beta_c$. Cu aceste elemente noi β_c', α_f' și α_v, calculul se reia de la început în ordinea indicată. Se subliniază că pentru fiecare metodă de prelucrare a danturii cuțitelor de mortezat dantură înclinată trebuie indicate în desenele de execuție elemente specifice metodei respective. Astfel, în lucrarea [3] este indicat un exemplu de calcul pentru un cuțit-roată tip I avînd $\beta_c = 34°22'09''$ și $\alpha_v = 6°$. În urma calculelor prezentate se găsesc unghiurile de înclinare a liniilor elicoidale ale fețelor laterale pe cilindrul de divizare $\beta_{u_1} = 36°08'21''$ și $\beta_{u_2} = 32°31'16''$.

Indicarea acestor unghiuri este strict necesară pentru rectificarea danturii pe o mașină tip „National Tool", unde fiecare flanc al dintelui este rectificat separat. În cazul mașinii ZSWZ 315, indicarea acestor unghiuri nu este necesară, fiind totuși interesant de observat că pe baza calculelor prezentate pot fi găsite și aceste valori β_{u_1} și β_{u_2}. Astfel, ecuațiile planelor P_1 și P_2 în cazul acestui exemplu vor fi:

$$(P_1)\ x - 0{,}44095732\, y - 0{,}63759901\, z = 0;$$

$$(P_2)\ x + 0{,}44095732\, y - 0{,}73029197\, z = 0.$$

Dreptele care vor înfășura elicea fiecărui flanc pe cilindrul de divizare se obțin prin intersectarea acestor plane cu un plan P_r perpendicular pe planul xoy și pe planul P_m.

Planul P_r poate fi ales la orice distanță față de origine întrucît dreptele de intersecție vor fi paralele în diferite poziții succesive și vor prezenta unghiul de înclinare ce se reproduce pe cilindrul de rostogolire (în cazul considerat cilindrul de divizare).

Pentru simplificarea calculelor se alege planul P_r de ecuație $y = 1$.

Ecuația dreptei de intersecție a planului P_1 cu planul P_r va fi:

$$\begin{cases} x - 0{,}44095732\, y - 0{,}63759901\, z = 0; \\ y = 1. \end{cases}$$

Coordonatele a două puncte de pe această dreaptă sînt:

$$x_1 = 0;\quad y_1 = 1;\quad z_1 = -0{,}69159035;$$

$$x_2 = 1;\quad y_2 = 1;\quad z_2 = 0{,}87679352;$$

de unde:

$$\operatorname{ctg} \beta_{u_2} = 1{,}56838387;\quad \beta_{u_2} = 32°31'12''.$$

Efectuînd în același mod calculele, în cazul intersecției planului P_r cu planul P_1 se obține $\beta_{u_1} = 36°08'24''$.

Se menționează că formulele deduse anterior sînt aplicabile pe mașina ZSWZ 315; raționamentele fiind însă făcute în cazul general al danturii înclinate, pe baza acestei metode pot fi deduse în toate cazurile elementele de reglaj prin studierea atentă a procesului de generare și a elementelor specifice metodei respective de prelucrare.

---

[1] *Savliuga, N. I.* Lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1954. [2] *Maroș, D.* Cinematica roților dințate. București, Editura tehnică, 1958. [3] *Sauer, L.* Scule pentru danturare București, Editura tehnică, 1962. [4] *Tuberbiller, O. N.* Probleme și exerciții de geometrie analitică. București, Editura tehnică, 1952. [5] Cartea mașinii ZSWZ-315. [6] *Botez, E.* Angrenaje. București, Editura tehnică, 1962.

CZ 621.9(09)

Realizări în modernizarea mașinilor-unelte la Uzina de pompe-București

A. CROITORU și FLOREA STAICU

Realizarea sarcinilor planificate de creștere a producției presupune folosirea mijloacelor materiale, de muncă și financiare cu o eficiență economică maximă. Calea principală pentru rezolvarea în condiții optime a acestei probleme este introducerea continuă în producție a progresului tehnic, prin asimilarea și promovarea consecventă a celor mai noi cuceriri ale științei și tehnicii.

Modernizarea mașinilor și utilajelor unei întreprinderi industriale în funcțiune are un rol de seamă în cadrul acțiunii de ridicare a nivelului tehnic al producției, alături de dotarea întreprinderilor cu noi tipuri de mașini-unelte și utilaje perfecționate.

Pe calea modernizării, întreprinderile pot să ridice la un nivel superior parametrii tehnico-economici ai mijloacelor de muncă în funcțiune, să perfecționeze procedeele tehnologice de producție, să readucă în circuitul economic unele fonduri fixe scoase din funcțiune din cauza randamentului lor scăzut etc., toate aceste măsuri contribuind la folosirea mai deplină a capacităților de producție ale întreprinderii sau chiar la lărgirea acestora.

În fața fiecărei întreprinderi industriale stă sarcina de a spori volumul producției prin utilizarea mai completă a fondurilor fixe existente în întreprinderi, prin îmbunătățirea procesului tehnologic de producție, a organizării muncii etc. Aplicarea acestor măsuri duce la creșterea capacităților și suprafețelor de producție cu cheltuieli de investiții mult mai reduse decît prin construirea de noi întreprinderi. Acest fapt are, desigur, o mare însemnătate pentru economia națională, deoarece se asigură obținerea unor cantități mai mari de produse cu cheltuieli materiale și de muncă mai mici.

În industria construcțiilor de mașini, modernizările de mașini-unelte și utilaje se execută în mod permanent și organizat de către întreprinderi specializate sau de către fiecare întreprindere în parte, pe baza posibilităților interne de care dispune.

În vederea intensificării acțiunii de modernizare a mașinilor-unelte și utilajelor în întreprinderile constructoare de mașini, H.C.M. nr. 967/1963 prevede o serie de măsuri pentru lărgirea posibilităților fiecărei întreprinderi în direcția modernizării. Astfel, întreprinderile industriale din ramura construcțiilor de mașini pot să proiecteze și să execute cu cadrele proprii de ingineri, tehnicieni și muncitori acele lucrări de modernizare pe care le consideră necesare și posibile de executat cu aparatul de producție al fabricii. Executarea lucrărilor este încredințată celor mai calificați și experimentați muncitori din întreprinderea respectivă sau din alte întreprinderi (cînd în întreprinderea interesată nu sînt specialiști pentru unele lucrări), asigurîndu-se, totodată, cointeresarea materială a lucrătorilor ce și-au asumat sarcina executării, printr-un spor substanțial al remunerării.

În articolul de față ne-am propus să prezentăm succint unele modernizări mai importante și efectele lor economice, realizate de Uzina de pompe-București, pe baza posibilităților interne ale întreprinderii.

★

Acțiunea de modernizare a mașinilor-unelte și a utilajelor urmărește diverse obiective : modificări constructive în scopul intensificării regimului de lucru al mașinii și reducerii timpului de bază ; modificări constructive și adăugări de dispozitive pentru micșorarea timpului auxiliar ; modificări constructive și adaptări de dispozitive pentru lărgirea posibilităților tehnologice ale mașinilor-unelte ; modificări constructive în vederea specializării unor mașini-unelte învechite din punct de vedere tehnic ; ridicarea gradului de precizie în funcționarea mașinilor-unelte ; eliminarea unor deficiențe în exploatarea mașinilor-unelte și utilajelor etc.

Astfel de obiective au stat și în atenția colectivului de muncitori, tehnicieni și ingineri din Uzina de pompe-București. Făcînd un scurt bilanț al măsurilor de modernizare a mașinilor-unelte și utilajelor din întreprindere, se poate arăta că într-o primă etapă s-au obținut următoarele realizări : acționarea rapidă a cărucioarelor de la strungurile Victoria, Rangheț și Niles, măsură care a redus timpul de deplasare a cărucioarelor în cursele inactive cu 50% ; echiparea unui număr de cinci mașini A2 cu instalații de răcire și limitatoare de adîncimi ; echiparea a cinci strunguri paralele S3 și S2 cu cilindri pneumatici pentru deplasarea rapidă a pinolei păpușii mobile ; înzestrarea a șapte strunguri paralele S2 și S3 cu dispozitive pentru deplasarea mecanizată a păpușii mobile la operațiile de găurire ; înlocuirea la strungurile Victoria a lagărelor de alunecare cu lagăre de rostogolire, modernizare ce a permis creșterea turațiilor cu 50% ; montarea de tambure gradate la mai multe strunguri pentru citirea valorii deplasărilor longitudinale ale cărucioarelor ; montarea pe două strunguri paralele a unor dispozitive de strunjit conic etc.

În ultimul timp au fost proiectate și executate obiective de modernizare de mai mare însemnătate, atît sub aspect tehnic, cît și economic. Ele au constat din modificări mai radicale aduse maşinilor-unelte şi utilajelor folosite la prelucrarea pieselor, iar rezultatele economice au fost mult mai importante. Dintre modernizările mai recente reţin atenţia specializarea maşinii de găurit G 40 ,,Înfrăţirea" pentru efectuarea simultană a 4—6—8 găuri, specializarea strungului I. Rangheţ pentru prelucrarea flanşelor de la carcasele pompelor, specializarea strungului ,,Victoria" pentru prelucrarea lagărelor de la pompe, adaptarea strungului D X H K S 32 cu comandă program, pentru prelucrarea prin copiere a rotoarelor etc.

În cele ce urmează vor fi analizate aceste realizări mai importante de modernizare, modificările şi completările aduse maşinilor-unelte, îmbunătăţirile obţinute în funcţionarea acestora, subliniind totodată urmările pe plan economic ale fiecăreia, şi anume : contribuţia lor la sporirea productivităţii muncii, reducerea cheltuielilor de producţie şi realizarea de economii, îmbunătăţirea calităţii produselor etc.

În legătură cu efectele economice ale modernizărilor înfăptuite se subliniază încă de la început că economisirea muncii vii şi uşurarea muncii lucrătorilor reprezintă principalele rezultate. Bineînţeles că în afară de aceste rezultate, au fost obţinute şi altele, cum sînt : folosirea mai raţională a capacităţilor de producţie, economisirea de combustibil, energie electrică, scăderea procentului de rebuturi etc. Economisirea muncii vii este însă efectul predominant la cele mai multe dintre măsurile de modernizare aplicate. Acest rezultat este determinat în mare măsură de specificul sectorului de prelucrare al uzinei, în care s-au aplicat măsurile de modernizare. Problema care se pune pe prim plan în acest sector este folosirea cît mai deplină a timpului de muncă, a maşinilor şi utilajelor, evitarea rebuturilor, îmbunătăţirea calităţii produselor etc. O dată cu raţionalizarea procesului de producţie, cu reamplasarea maşinilor-unelte şi utilajelor într-o ordine mai corespunzătoare fluxului tehnologic, s-a ivit necesitatea unor modificări şi îmbunătăţiri ale maşinilor-unelte şi utilajelor existente.

Pentru îndeplinirea sarcinilor de producţie cu cheltuieli cît mai reduse, colectivul de muncitori, tehnicieni, ingineri din întreprindere, sub conducerea organizaţiei de partid, a desfăşurat o luptă susţinută pentru îmbunătăţirea folosirii maşinilor-unelte şi utilajelor cu care este dotată uzina. În această direcţie, însemnate rezerve interne au fost scoase la iveală şi folosite prin aplicarea unor măsuri de modernizare a maşinilor şi utilajelor, precum şi a procedeelor tehnologice.

1. Modificările aduse maşinii de găurit G40 ,,Înfrăţirea" au permis adaptarea acestei maşini pentru efectuarea simultană a 4—6—8 găuriri la carcasele capacelor de aspiraţie şi refulare ale pompelor L.C.C. şi Sadu. Ca urmare a acestor modificări, productivitatea muncii la operaţia de găurire a carcaselor a crescut cu peste 200%. Tot la această maşină de găurit s-au efectuat unele adăugări de dispozitive pentru a îmbunătăţi condiţiile de lucru ale muncitorului. Dacă pentru întroducerea pieselor pentru găurit muncitorul trebuia să depună — înainte de modernizarea maşinii — eforturi apreciabile, în momentul de faţă acest neajuns este înlăturat, ciclul de găurire a pieselor efectuîndu-se automatizat prin întroducerea în lanţul cinematic a unui avans rapid, acţionat de un electromotor special. Se realizează astfel ciclul avans rapid, avans de lucru, retragere rapidă şi oprire în mod automat printr-o simplă apăsare pe buton. Totodată, maşina de găurit a fost înălţată cu circa 50 cm de la sol, uşurîndu-se astfel montarea pieselor în dispozitivele de aşezare şi centrare.

2. O realizare importantă în direcţia specializării unor maşini-unelte pentru efectuarea găurilor o constituie adăugările şi modificările aduse în acest scop unor strunguri. Cu forţele proprii ale uzinei s-a proiectat şi executat un dispozitiv de găurit flanşele de la carcasele de pompe, avînd proprietatea de a efectua simultan patru găuri. Acest dispozitiv este prevăzut cu un electromotor şi un reductor propriu, cu ajutorul căruia se comandă mişcarea burghielor în vederea găuririi.

Efectuarea găuririi pe strung a dus la reale avantaje tehnice, făcînd posibilă găurirea multiax. Din punct de vedere economic, îmbunătăţirea tehnologiei de găurire a flanşelor a determinat creşterea cu 200% a productivităţii muncii la această operaţie, a redus timpul auxiliar prin eliminarea manipulării de fixare şi desprindere a piesei etc. Dispozitivul completează modernizarea strungului paralel I. Rangheţ, care a fost specializat pentru prelucrarea flanşelor. Datorită formei speciale a carcaselor de pompe, înainte de efectuarea acestei operaţii de modernizare, prelucrarea flanşelor de la carcasele pompelor se făcea pe strunguri mari sau pe strunguri carusel. Trebuie menţionat că aceste maşini erau şi cele mai încărcate din sectorul de prelucrări, unde se forma un punct de strangulare a procesului de producţie.

Pentru adaptarea şi specializarea strungului I. Rangheţ s-a plecat de la ideea posibilităţii rotirii cuţitelor de strunjit, piesa supusă prelucrării rămînînd fixă. Dispozitivul adăugat în acest scop la strungul Rangheţ permite strunjirea cilindrică, longitudinală şi frontală.

Modernizarea respectivă constă din construirea unui dispozitiv care a fost montat la strungul S3 pe arborele principal, de la care primeşte mişcarea de rotaţie. În butucul dispozitivului se află un angrenaj melcat, un angrenaj conic şi un ambreiaj electromagnetic. Mişcarea se transmite printr-un şurub şi o piuliţă la suportul cuţitelor — acesta primind simultan sau succesiv mişcarea de rotaţie sau de avans. În urma modernizării strungului I. Rangheţ s-a redus cu 3—4 min timpul de strunjire a flanşei de la corpurile de aspiraţie şi de refulare ale pompei Sadu, ceea ce a permis realizarea de economii anuale în valoare de 7894 lei. Folosirea acestui strung modernizat a permis reducerea cu 2,5—5 min şi a timpului de strunjire a flanşei de la carcasa pompei L.C.C. — la unele carcase, iar la altele s-a reuşit să se reducă timpul cu 14 min, obţinîndu-se pe această cale economii anuale la cheltuielile de manoperă de 9312 lei. Este vorba de economiile realizate la preţul de cost al producţiei, în urma modernizării pe seama reducerii cheltuielilor cu salariile pe unitate de produs. Modernizarea strungului Rangheţ şi folosirea lui pentru strunjirea flanşelor de la carcasele pompelor a contribuit la sporirea productivităţii muncii cu 40%. Totodată, folosirea strungului Rangheţ la operaţia arătată a permis eliberarea maşinilor-unelte mari (unui strung carusel) care se foloseau înainte pentru această operaţie şi trecerea lor la alte prelucrări. Înlocuirea strungului carusel cu strungul Rangheţ la operaţia de strunjire a flanşelor a redus consumul de energie electrică cu circa 50 000 kWh anual, ceea ce a avut de asemenea ca urmare reducerea preţului de cost al prelucrării pieselor respective şi obţinerea de economii totale de 26 800 lei/an.

3. Modernizarea strungului Victoria care era unul dintre cele mai uzate utilaje ale uzinei. Acest strung a trebuit să fie reparat şi totodată adaptat pentru prelucrarea lagărelor de la pompele L.C.C. Punîndu-se pe primul plan problema reparării, lucrarea a fost efectuată pe seama fondurilor de reparaţii capitale.

Înainte de înfăptuirea acestei măsuri, strunjirea lagărelor de pompe avea loc prin efectuarea a patru operaţii, executate pe mai multe maşini-unelte, necesitînd transporturi şi depozitări interfazice. În prezent, prin specializarea strungului Victoria, căruia i s-a adaptat şi o comandă program, strunjirea lagărelor se face dintr-o singură operaţie.

Rezultatele economice obţinute în urma acestei modernizări sînt deosebit de însemnate. Dacă, înainte de modernizare, operaţia de degroşare a locaşurilor de rulmenţi, degroşarea flanşei, alezarea locaşurilor de rulmenţi şi finisarea flanşei dura în medie 55,1 min/buc., în prezent timpul pentru aceste operaţii s-a redus la 12 min/buc., adică de peste 4,5 ori. Aceasta înseamnă o creştere în aceeaşi proporţie a productivităţii muncii.

Comparînd cheltuielile făcute pentru modernizarea strungului Victoria cu economiile obţinute se constată că această măsură are un grad înalt de eficienţă; termenul de recuperare a cheltuielilor de modernizare prin economiile realizate este mai mic de un an.

Avantajele economice ale modernizării strungului Victoria sînt şi mai evidente dacă se are în vedere economia relativă de forţă de muncă ce se realizează. Pentru prelucrarea unui număr de 15 000 de lagăre pe an, în prezent este necesar un muncitor. Dacă nu s-ar fi adus îmbunătăţirile respective strungului, pentru realizarea lor ar fi fost necesar în plus un număr de 3,5 muncitori şi, desigur, tot atîtea strunguri la care să lucreze. Aceasta ar fi însemnat cheltuieli de salarii, de amortizare, de energie electrică etc., peste cele actuale, care ar fi grevat preţul de cost al prelucrării aceluiaşi volum de lagăre.

4. Unele măsuri de modernizare aplicate în uzină au fost elaborate într-o strînsă legătură cu modificările aduse proceselor tehnologice de prelucrare a unor piese, cum a fost introducerea prelucrării prin copiere.

În privinţa perfecţionării maşinilor-unelte, potrivit tehnologiei moderne a prelucrării prin copiere, este de remarcat modernizarea unor strunguri, cum este strungul cu comandă program DXHKS 32, pentru prelucrarea prin copiere a tuturor rotoarelor pentru pompele centrifugale mici şi mijlocii.

Modernizarea adusă strungului DXHKS 32 constă din următoarele modificări: dispozitivul de copiat se mută de pe căruciorul longitudinal pe cel transversal, cursa acestuia din urmă mărindu-se de la 75 mm la 200 mm; sistemul de palpare de la partea inferioară se rabate cu 180° pentru a permite folosirea unor şabloane cu dimensiuni mai mici; este montat un suport longitudinal; comenzile electrice se unifică pentru cele două cărucioare. Pe baza acestor modificări aduse strungului, prelucrarea rotoarelor este mai operativă; în timp ce cuţitul de pe suportul de copiat prelucrează profilul exterior, cuţitul din suportul special execută o mişcare de translaţie longitudinală şi realizează alezajul şi precizia necesară.

Modificările aduse strungului de copiat cu comandă program au dus la îmbunătăţirea substanţială a parametrilor tehnico-economici de prelucrare: a crescut precizia de lucru a strungului; s-a ridicat calitatea obiectului prelucrat, deoarece strunjirea prin copiere a suprafeţelor frontale realizează forme corecte, care nu se puteau obţine cu vechea tehnologie; productivitatea muncii a crescut în medie cu 100%.

Eficienţa economică a modernizării strungului DXHKS 32 pentru prelucrarea prin copiere a rotoarelor pompelor este concludent exprimată prin indicatorul termenului de recuperare a cheltuielilor efectuate, pe seama economiilor obţinute la manoperă. Cheltuielile de modernizare, potrivit devizului, au însumat 15 990 lei, iar volumul economiilor anuale se ridică la 10 500 lei (30 000 bucăţi × 0,35 lei economii pe bucată). Recuperarea cheltuielilor, respectiv rambursarea creditelor de mică mecanizare folosite pentru efectuarea lucrării de modernizare, se va face în decurs de 1,5 ani.

5. O altă măsură de modernizare se referă la realizarea unui dispozitiv de frezat canale de recirculaţie a uleiului de la lagărele pompelor L.C.C. (I, II, III). Dispozitivul dă posibilitatea frezării lagărelor de pompe concomitent cu efectuarea frezării tălpii lagărelor. Înainte de introducerea acestui dispozitiv, frezarea lagărelor se executa după frezarea tălpilor, fiind necesară transportarea lagărelor respective (în greutate medie de 18 kg) la alte maşini. Execuţia simultană a celor două operaţii economiseşte circa 5 min de prelucrare pe un lagăr şi elimină, în acelaşi timp, transporturile şi manipulările de piese. Eficienţa economică a acestei măsuri de modernizare se exprimă în realizarea unor economii anuale de circa 10 000 lei.

Una dintre caracteristicile principale ale noilor metode de prelucrare introduse în procesul de producţie al Uzinei de pompe-Bucureşti care s-au avut în vedere la proiectarea măsurilor de modernizare a maşinilor-unelte, constau în reducerea timpului de bază prin suprapunerea timpilor de lucru. Pentru aceasta s-a urmărit realizarea acţionării simultane a mai multor scule, eliminarea măsurărilor necesare asigurării preciziei de prelucrare, introducerea unor dispozitive automate etc.

6. Totodată, muncitorii, tehnicienii şi inginerii uzinei interesaţi în îmbunătăţirea continuă a procesului de producţie, luptă pentru reducerea timpului de lucru auxiliar, în special a timpului de prindere a pieselor. Şi în această direcţie s-au obţinut realizări importante, şi anume: la frezarea tălpilor lagărelor L.C.C. prinderea se face pneumatic, reducîndu-se timpul de strîngere cu 200%; s-a executat un cilindru pneumatic pentru strîngerea pieselor la operaţia de găurire; s-a realizat un motor pneumatic rotativ pentru acţionarea rapidă a menghinelor; s-a experimentat strîngerea rapidă a universalelor strungurilor pe cale electrică, în scopul de a asigura o reglare rapidă, fără bacuri de schimb, condiţie impusă de seriile mici sau de unicatele ce se prelucrează în uzină.

În prezent se studiază alte măsuri de modernizare, şi anume: realizarea unui strung cu două sănii specializat pentru prelucrarea carcaselor intermediare ale pompelor multietajate, crearea unui dispozitiv hidraulic de copiere tridimensională a paletelor de pompe axiale Dunărea, crearea unor dispozitive de filetat la maşinile de găurit etc.

Conştienţi de faptul că introducerea perfecţionărilor tehnice şi aplicarea tehnologiei avansate duc la creşterea producţiei şi productivităţii muncii, la îmbunătăţirea calităţii produselor, reducerea preţului de cost etc., muncitorii, tehnicienii şi inginerii Uzinei de pompe-Bucureşti vor depune şi în viitor eforturi susţinute pentru modernizarea maşinilor-unelte şi utilajelor pe care le folosesc, pentru descoperirea, şi pe această cale, a rezervelor interne ale întreprinderii, în vederea îndeplinirii la termenele stabilite a planului de producţie.

CZ 621.753.1 ; 621-52

Oportunitatea automatizării controlului dimensional

RADU MOŢOIU

În ultimii ani, în industria constructoare de maşini se poartă multe discuţii asupra oportunităţii automatizării controlului dimensional. Problema este mult controversată datorită faptului că este greu de efectuat un calcul economic judicios asupra rentabilităţii introducerii controlului automat, deoarece operaţiile de control tehnic calitativ se încadrează în regia generală de fabricaţie. De asemenea, nefiind încă pretutindeni cunoscute diferitele forme pe care le îmbracă automatizarea controlului dimensional, fie că se evită aplicarea sa în practică, fie că, preconizînd introducerea unor aparate automatizate de control, se aşteaptă rezultate spectaculoase în privinţa creşterii calităţii producţiei. Ambele cazuri duc la concluzii greşite, întrucît de fiecare dată s-au neglijat elemente esenţiale ale unei fabricaţii de bună calitate, şi anume: tehnologia de fabricaţie şi costurile efectuate pentru obţinerea calităţii.

Perfecţionarea mijloacelor de control şi automatizarea lor a apărut ca o necesitate firească a perfecţionării şi automatizării diferitelor procese tehnologice şi a utilajelor, cum şi a cerinţei mereu crescînde de realizare a unor maşini sau ansamble cu performanţe ridicate.

În acest sens rolul controlului tehnic calitativ este deosebit de important, deoarece el nu are numai datoria de a înlătura din flux piesele necorespunzătoare, dar prin înregistrarea acelor defecţiuni care apar mai frecvent să semnaleze imperfecţiunile tehnologiei de fabricaţie, permiţînd îmbunătăţirea ei.

Pentru a realiza aceste cerinţe şi a asigura în acelaşi timp o fabricaţie economică, se impune ca verificarea elementelor care alcătuiesc o maşină să fie făcută în momentul cel mai potrivit în procesul de fabricaţie—cu precizia cerută de condiţiile tehnologice şi funcţionale — şi fără a provoca strangulări ale fluxului de producţie. Numai în aceste condiţii activitatea controlului tehnic calitativ îşi atinge ţelurile sale reale şi serviciul de control tehnic se transformă într-un organ care poate verifica eficient pulsul şi calitatea fabricaţiei.

Avînd la bază aceste premise se poate analiza oportunitatea automatizării controlului dimensional şi stabili căile pe care acest lucru se poate realiza.

În funcţie de scopul urmărit şi de momentul în care se execută controlul dimensional în timpul execuţiei pieselor, controlul automatizat se poate împărţi în următoarele categorii : controlul pe maşină-unealtă ; controlul pasiv ; sortarea dimensională.

Controlul pe maşinile-unelte se efectuează cu aparate adecvate, chiar în timpul prelucrării pieselor. Scopul urmărit este asigurarea faptului că piesa care se prelucrează nu va depăşi limitele toleranţei de execuţie. Pentru aceasta aparatul folosit semnalizează momentele în care piesa are o cotă apropiată de dimensiunea finală şi atingerea acestei dimensiuni.

În funcţie de gradul de automatizare al ansamblului maşină-unealtă — aparat de control, semnalele aparatului sînt transmise direct maşinii-unealtă care se opreşte automat sau muncitorului care comandă maşina în acelaşi sens (dar cu o productivitate a muncii mai scăzută).

Controlul pasiv se execută după prelucrarea piesei, avînd fie un caracter de control final, fie de control interoperaţional. Sortarea dimensională se execută în faza de control final şi are drept scop realizarea de asamblări selective.

★

Construcţia aparatelor automatizate presupune ca elementul de măsurare să fie capabil să transmită semnale corespunzătoare diferitelor dimensiuni ale pieselor.

Din această cauză au început să fie folosite noi sisteme de control ale căror principii de funcţionare diferă faţă de cele folosite cu precădere pînă în ultimii ani (principiile de amplificare mecanică sau optico-mecanică cu citirea valorilor pe o scară gradată). Clasificarea principalelor sisteme de control este arătată în schema din figura 1.

Sistemul de control electric cu contacte permite atingerea unor precizii ridicate — pînă la 1 μm — fără însă a putea depăşi preciziile pe care în mod curent le realizează aparatele inductive sau capacitive. Aparatele din sistemul de control electric se caracterizează prin timpi de măsurare foarte scurţi.

Aparatele din cadrul sistemului pneumatic necesită un timp mai ridicat în care se face măsurarea, însă pot atinge precizii mai ridicate. Cu ajutorul aparatelor pneumatice se pot realiza cu uşurinţă scheme care să verifice abaterile de la forma geometrică a diferitelor suprafeţe.

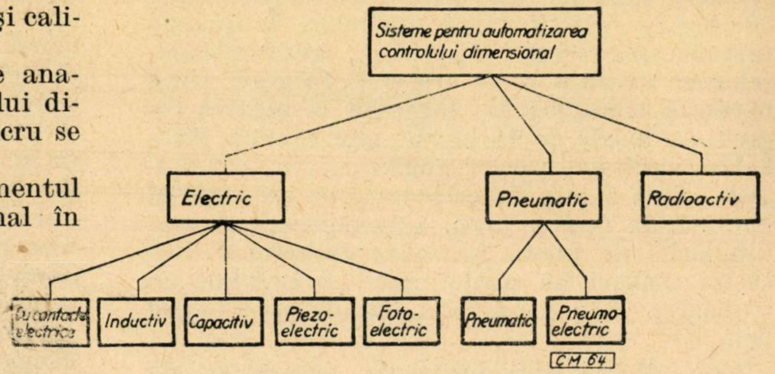


Fig. 1

Aparatele care se încadrează în sistemul radioactiv de control nu ating preciziile acelora din sistemele electric sau pneumatic. Aparatele radioactive sînt răspîndite în special în industria siderurgică şi în sectoarele de prelucrări la cald, spre deosebire de aparatele pneumatice sau electrice care au căpătat o răspîndire mai largă în sectoarele de prelucrare la rece, prin aşchiere.

Dintre aparatele cu amplificare folosind un montaj electronic (cu tuburi sau tranzistori) o răspîndire mai largă au căpătat cele capacitive. În raport cu măsurarea pe cale inductivă, măsurarea pe cale capacitivă prezintă avantajul că este mai puţin sensibilă la variaţiile cîmpului magnetic şi electric înconjurător, variaţii determinate de pornirea şi oprirea motoarelor electrice montate pe maşinile-unelte. În ambele cazuri lungimea şi calitatea blindajului cablului de legătură dintre capul palpator şi amplificator, cum şi constanţa tensiunii curentului electric de alimentare, în mod obişnuit stabilizată, joacă un rol important în asigurarea unor performanţe constante ale aparaturii.

Alegerea aparatelor bazate pe un anumit principiu de control trebuie să se facă avînd în vedere specificul fabricaţiei (precizie şi condiţii de lucru), calităţile şi servituţiile fiecărui aparat în parte şi posibilitatea uzinei de a întreţine cu uşurinţă în bune condiţiuni respectiva aparatură. Din acest ultim punct de vedere, în Republica Socialistă România aparatele de control electrice cu contacte, pneumatice şi pneumoelectrice au importante avantaje, caracterizîndu-se prin construcţii relativ simple şi robuste pentru a căror întreţinere pot fi cu uşurinţă formate şi specializate cadre de muncitori şi tehnicieni. Întreţinerea aparatelor inductive şi capacitive este îngreunată de necesitatea preocupării unor piese de schimb cu caracteristici specifice fiecărui montaj electronic în parte şi de lipsa de cadre de electronişti de întreţinere, anume formate, capabile să descifreze şi să depaneze aparatele respective.

Introducerea la noi în ţară a aparatelor electrice cu contacte sau pneumoelectrice este uşurată şi de faptul că în prezent sînt realizate la ICTCM-Bucureşti o serie de construcţii tip de acest fel. În figura 2 este arătat un aparat pneumoelectric de control realizat la ICTCM, cu precizia de măsurare de 0,3 — 5 μm (modificabil).

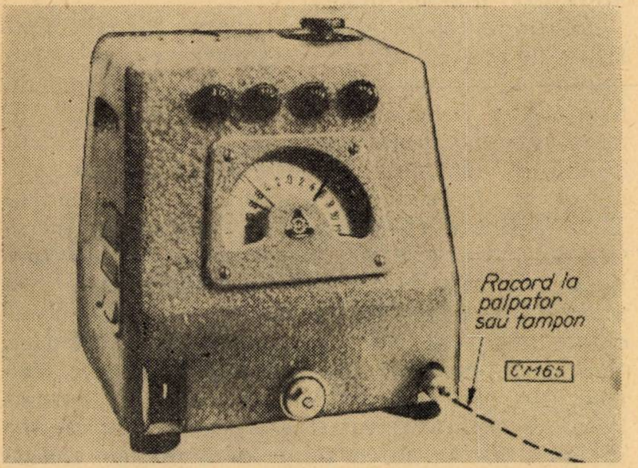


Fig. 2

Alegerea gradului de automatizare a aparatului de control este unul dintre factorii hotărîtori ai eficacităţii şi economicităţii introducerii sale în procesul tehnologic. Este cunoscut faptul că o dată cu creşterea gradului de automatizare universalitatea aparatului scade (în anumite limite) şi preţul său de cost creşte.

Analizînd felul în care se face verificarea unei piese folosind unul din principiile din figura 1, se constată că se parcurg următoarele etape :

1. Introducerea piesei în postul de control.

2. Măsurarea piesei, care se efectuează în mai multe faze :

— transformarea dimensiunii măsurate (lungime) într-un semnal energetic (electric sau pneumatic) purtător ;

— compararea valorii acestui semnal cu valorile limită impuse şi emiterea, la atingerea fiecărei limite, a unor semnale (impulsuri) electrice de tipul „da — nu" ;

— amplificarea puterii impulsurilor electrice în vederea comunicării rezultatului verificării.

3. Clasarea piesei în funcţie de rezultatele verificării sau comanda maşinii-unelte printr-un circuit de reacţie.

Privind prin prisma avantajelor aduse de folosirea aparatelor de control automatizate se poate constata că acestea permit :

— micşorarea cheltuielilor necesare controlării pieselor prin reducerea manoperii cerute ;

— înlăturarea strangulărilor în fabricaţie (în punctele de control) ;

— mărirea siguranţei cu care se efectuează controlul (datorită eliminării oboselii factorului uman) ;

— asigurarea preciziei de fabricaţie şi micşorarea rebuturilor.

În funcţie de scopul principal urmărit gradul de automatizare al aparatelor de control variază şi cuprinde una sau mai multe etape din procesul de verificare a piesei. Cele mai frecvente forme ale automatizării se încadrează în următoarele categorii :

— automatizarea etapei 2 (de măsurare a piesei) ;

— automatizarea etapelor 2 şi 3 (de măsurare a piesei şi de clasare a sa sau comandă a unei maşini-unelte) ;

— automatizarea etapelor 1, 2 şi 3 (întreg procesul de control).

Alegerea formei optime a automatizării controlului dimensional nu se poate efectua însă fără o analiză atentă a costurilor legate de păstrarea calităţii unei producţii. Cu ajutorul unei asemenea analize se pot stabili locurile optime în care se vor introduce aparatele automatizate de control, atît pentru ca să crească calitatea producţiei, cît şi pentru ca să se reducă cheltuielile efectuate în acest scop.

Din acest punct de vedere este interesantă experienţa firmei Burroughs Machines Ltd (Scoţia—Anglia). Pentru a estima costurile legate de calitatea producţiei, acestea au fost împărţite în trei categorii : prevenire, apreciere, defecţiuni (fig. 3).

În 1963 totalul costurilor legate de menţinerea calităţii producţiei erau de aproximativ 10% din valoarea producţiei globale. Aceste costuri erau repartizate în cele trei categorii în următorul fel : 5% prevenire, 25% apreciere şi 70% remedierea defecţiunilor. Tabloul este tipic unei întreprinderi care are o anumită organizare a serviciului control tehnic calitativ, dar care nu are informaţii exacte asupra costurilor necesare menţinerii calităţii producţiei.

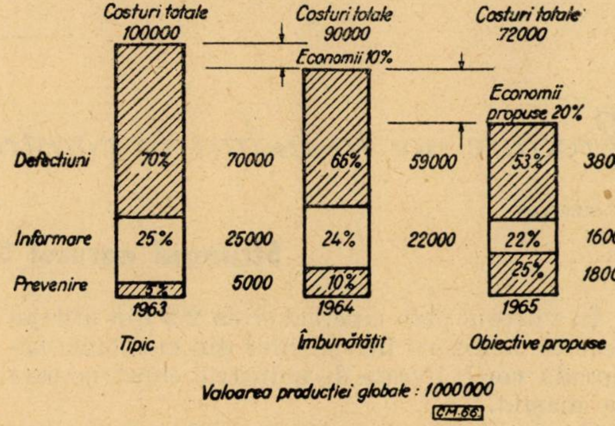


Fig. 3

Elementul principal de luat în considerare este suma mică alocată cheltuielilor de prevenire şi suma mare necesară pentru remedierea defecţiunilor. Planul de acţiune întocmit prevede o mărire a sumei cheltuite pentru controlul de prevenire, realizarea unei economii la capitolul apreciere şi obţinerea unei importante reduceri la capitolul defecţiuni. Scopul nu este acela de a realoca procentajele cheltuielilor pe cele trei capitole, ci de a reduce totalul cheltuielilor necesare pentru menţinerea calităţii.

Pentru simplificarea analizei s-a considerat că valoarea producţiei globale a întreprinderii rămîne neschimbată. În practică, majoritatea întreprinderilor îşi dezvoltă producţia în fiecare an şi economiile importante care se realizează la capitolul defecţiuni pot majora fondurile de investiţii. Important este însă faptul de a exprima costurile necesare pentru menţinerea calităţii ca procent din valoarea producţiei globale a întreprinderii, pentru că altfel s-ar putea ca anumiţi factori importanţi să rămînă aceiaşi.

Măsurile luate în cursul anului 1964 au dus la o scădere totală a costurilor calităţii cu 10 % şi la o nouă distribuţie a costurilor pe cele trei capitole. Dovedindu-se bune măsurile luate pentru 1965, s-au luat măsuri noi care aduc, pe lîngă o redistribuire a costurilor pe diferite capitole, şi o scădere suplimentară cu 20 % a costurilor totale.

Modul în care au variat cheltuielile totale şi pe capitole se poate urmări explicit în graficele din figura 3.

În funcţie de specificul produsului fabricat de la întreprindere la întreprindere se pot considera normale costuri efectuate pentru asigurarea calităţii de 5—20 % din valoarea producţiei globale.

Cu ajutorul acestei analize tehnico-economice se vor putea determina atît care sînt locurile în care introducerea unui aparat automatizat de control este mai eficace, cît şi care este gradul optim de automatizare a acestuia. În afară de aceste informaţii analiza tehnico-economică preconizată pune în evidenţă şi vicii tehnologice de fabricaţie sau ale preciziei de prelucrare a anumitor maşini-unelte.

Introducerea raţională a aparatelor automatizate de control atrage însemnate avantaje economice şi tehnice, şi regularizează procesul de fabricaţie. O gamă acoperitoare de astfel de aparate se pot construi şi în Republica Socialistă România, aşa cum a dovedit activitatea de pînă acum a colectivului specializat din cadrul ICTCM-Bucureşti şi realizările din unele întreprinderi din MICM. Aceste aparate au fost însă executate în condiţii de unicat, fapt care a sporit implicit preţul lor de cost şi a avut efecte negative şi asupra calităţii execuţiei. Specializarea unei întreprinderi de mecanică fină din ţară în execuţia elementelor normalizate de aparataj automatizat de măsurare dimensională va putea pune la dispoziţia industriei constructoare de maşini din Republica Socialistă România un aparataj mai ieftin şi de o calitate superioară, evitîndu-se importul. În cadrul acestei întreprinderi s-ar putea executa în serie atît aparataj cu caracter universal (traductori), cu un grad de automatizare redus, cît şi aparate speciale, complet automatizate, avînd caracter de unicat.

---

[1] *Moţoiu, R.* şi *Emanoil, V.* Aparataj electric şi pneumo-electric pentru automatizarea operaţiilor de control şi sortare. In : Referate prezentate la sesiunea tehnico-ştiinţifică a ICTCM, vol. II, Bucureşti, IDT, iulie 1965, p. 73—88. [2] *Dunn, M.* How to analyse quality costs. In : Metalworking Production, vol. 101, nr. 25, 23 iun 1965, p. 78—79.

Produse noi în industria construcţiilor de maşini

CZ 621.941.28

Strungul carusel SC 2000 şi SC 2500

În viitorul plan cincinal circa 2/3 din utilajul necesar realizării investiţiilor din economia naţională vor fi livrate de industria constructoare de maşini.

O pondere importantă la reînoirea şi creşterea parcului de maşini o va avea producţia de maşini-unelte. În acest scop, Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. trasează sarcina să se lărgească gama de fabricaţie a maşinilor-unelte. De asemenea, Directivele prevăd echiparea maşinilor existente şi a celor ce se vor însuşi în fabricaţie cu dispozitive de acţionare hidraulică, pneumatică, electrică şi cu echipamente de programare, urmărindu-se creşterea productivităţii muncii prin ridicarea performanţelor şi preciziei de prelucrare.

Industria constructoare de maşini-unelte acordă o atenţie deosebită lărgirii sortimentului şi ridicării calităţii produselor prin modernizarea şi asimilarea de utilaje cu performanţe şi precizii superioare, care corespund cerinţelor tehnicii moderne.

Performanţele superioare sînt date de mărirea puterii electromotorului de acţionare, creşterea limitei avansurilor, creşterea numărului treptelor de viteze şi avansuri, utilizarea de dispozitive pentru a mări gradul de universalitate a utilajului, plasarea tuturor organelor de comandă în apropierea mîinilor muncitorului, reducerea numărului elementelor de comandă, preselectarea turaţiilor şi avansurilor etc.

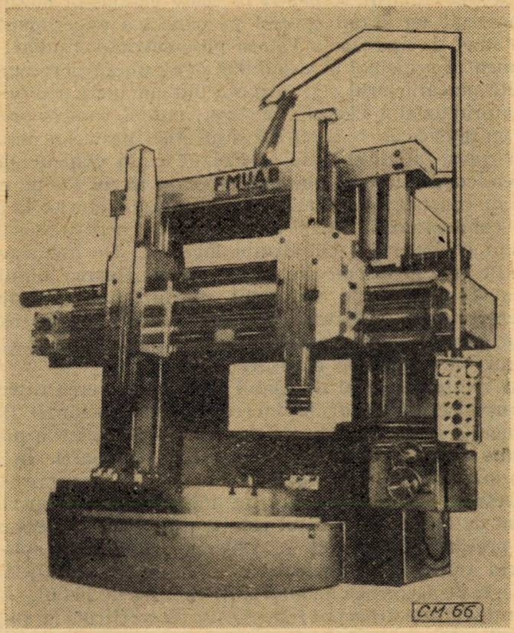


Fig. 1

De asemenea, precizia permanentă în timpul lucrului este dată de calitatea şi prelucrarea fără vibraţii a suprafeţelor care poate fi atinsă pe maşină şi de sculă.

Dintre utilajele asimilate care asigură performanţe şi precizie corespunzătoare, se vor prezenta strungurile carusel SC 2000 şi SC 2500, (fig. 1) executate de F.M.U.A.B. pe bază de licenţă Morando.

Strungurile carusel sînt destinate prelucrării strunjirilor cilindrice interioare şi exterioare, strunjirilor plane, a prelucrării canalelor interioare etc. Ele pot fi folosite atît pentru lucrările de degroşare, cît şi pentru lucrări de finisare.

Acţionarea utilajului se face de către un motor de curent continuu, folosind o cutie de viteze cu trei trepte care pot fi cuplate prin intermediul unei instalaţii hidraulice. Instalaţia electrică a utilajului permite menţinerea constantă a vitezei de aşchiere, atunci cînd variază diametrul, prin variaţia turaţiilor planşaibei chiar în timpul lucrului. Gama largă de reglare a turaţiilor planşaibei şi a avansurilor suporţilor permite ca la prelucrarea pieselor să se aleagă regimurile optime de aşchiere pentru fiecare caz în parte.

Folosirea unor metode rapide de aşchiere şi a sculelor armate cu plăcuţe din aliaje dure este asigurată de puterea motoarelor electrice cu care sînt dotate maşinile.

Precizia prelucrării pieselor este asigurată prin rectilinitatea şi planeitatea glisierelor şi montarea arborelui principal pe rulmenţi cu role conice de mare precizie.

Toate comenzile maşinii sînt concentrate pe un pupitru de comandă suspendat. Comenzile care se pot da de la acest pupitru sînt următoarele :

— cuplarea treptei de turaţii a planşaibei ;

— pornirea şi oprirea planşaibei, precum şi variaţia turaţiei acestora ;

— deplasarea rapidă a suporţilor şi a traversei ;

— preselectarea avansurilor şi mişcărilor de avans ale suporţilor şi săniilor ;

— rotirea lentă a planşaibei.

Pentru a scoate în evidenţă gradul de tehnicitate a acestor utilaje şi pentru cunoaşterea mai detaliată a lor, se arătă principalele dimensiuni şi caracteristici tehnice :

	SC 2 000	SC 2 500
— diametrul planşaibei, mm	2 000	2 500
— diametrul maxim de prelucrare cu suportul vertical (suportul lateral coborît), mm	2 200	2 700
— înălţimea maximă a piesei de prelucrat, mm	1 500	1 900
— greutatea maximă a piesei de prelucrat, kg	12 000	15 000
— deplasarea maximă a saniei suportului vertical dreapta, mm	760	760
— deplasarea maximă a saniei suportului vertical stînga, mm	1 200	1 200
— unghiul maxim de înclinare a suporţilor verticali, grade	35	35
— diametrul alezajelor capului revolver, mm	80	80
— deplasarea maximă a suportului lateral pe direcţie verticală, mm	1 500	1 900
— deplasarea maximă a saniei suportului lateral pe direcţie orizontală, mm	700	900
— deplasarea maximă a traversei, mm	1 250	1 650
— numărul treptelor de turaţii ale planşaibei	turaţii-reglabile continuu	turaţii reglabile continuu
— turaţiile planşaibei, rot/min	1,15...140	1,24...112
— numărul treptelor de avans	16	16
— limitele avansurilor, mm/rot	0,05...5	0,05...5
— puterea motorului de curent continuu pentru acţionare principală, CP	65	65
— puterea motorului pentru deplasări rapide ale suporţilor, kW	2,2	2,2
— puterea motorului pentru deplasarea traversei, kW	7,5	7,5
— greutatea maşinii, kg	31 350	38 850

Utilajele sînt livrate cu următoarele accesorii : garnituri de chei de diferite mărimi ; suporţi şi şuruburi de reglare pentru fixarea maşinii pe fundaţie ; dorn port-sculă ; pompă de ungere manuală.

La cerere strungurile carusel pot fi echipate cu o serie de accesorii speciale care măresc gradul de universalitate ale acestora, cum sînt : dispozitiv de filetare şi strunjire conică ; dispozitiv de punere la zero a sculei ; dispozitiv de mortezat : dispozitiv de rectificat.

Documentare

Turbină cu gaze pentru tracţiune rutieră grea. In : Engine design and applications. Dec 1964.

Uzinele Ford au pus la punct o nouă turbină cu gaze pentru acţionarea autotrenurilor rutiere grele (aproximativ 80 t). Noua turbină F 705 are 560 CP la 3 080 rot/min şi o greutate de aproape 750 kg, adică circa o treime din greutatea unui motor Diesel comparabil, ceea ce permite creşterea greutăţii utile cu aproximativ 1 t.

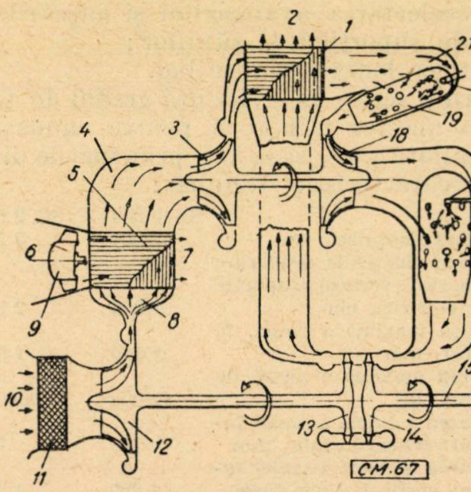


Fig. 1

Turbina este dezvoltată pe trei axe (fig. 1). Aerul atmosferic *10* este preluat prin filtrul-amortizor de zgomote *11* de către compresorul centrifug *12*, care este antrenat de turbina *13* pe un ax comun. Aerul astfel comprimat *8* trece prin răcitorul intermediar *5* în care răcirea se efectuează prin aerul *6*, pus în mişcare de ventilatorul *9*, ieşirea din răcitor *7* asigurînd o circulaţie transversală. Aerul răcit *4* trece în etajul al doilea de comprimare, realizat de către compresorul centrifug *3* acţionat de către turbina radială *18* printr-un ax comun. Aerul comprimat este trecut prin preîncălzitorul *1* în care încălzirea se efectuează cu gazele arse înainte de evacuarea lor în atmosferă *2*. După preîncălzire, aerul comprimat *21* trece în camera de ardere primară *19* în care combustibilul este injectat prin injectorul *20*. Gazele trec apoi prin turbina radială *18* menţionată, după care ajung în camera secundară de ardere *16* în care combustibilul se injectează prin injectorul *17*. Gazele sînt conduse în turbina *14*, care este montată pe axul *15* de la care se culege energia trimisă în exterior. În fine, gazele acţionează şi turbina *13* a primului etaj de comprimare, după care servesc la preîncălzirea menţionată.

Etajul de joasă presiune are 36 600 rot/min, iar cel de înaltă presiune 75 500 rot/min.

Turbina de putere are 36 600 rot/min. Un reductor planetar asigură axului de comandă o turaţie de 3 080 rot/min.

Stand pentru controlul rezistenţei aerodinamice a cilindrilor şi chiulaselor motoarelor răcite cu aer. Iu. A. Zenzin, V. P. Bobrov, A. K. Gavrilov, P. I. Cirik şi V. M. Katolnik. In : Traktorî i selhozmaşinî, nr. 8, 1965.

Încercări efectuate la Institutul de automobile şi transporturi din Sibirsk şi la Uzina de tractoare din Vladimirsk au arătat că principala cauză a neuniformităţii răcirii cilindrilor şi chiulaselor motoarelor răcite cu aer constă în variaţia debitului de aer care circulă prin spaţiile dintre nervurile acestora, variaţie determinată de diferenţele de rezistenţă aerodinamică ale elementelor care compun piesele menţionate. În scopul realizării unei rezistenţe aerodinamice constante la toţi cilindrii, respectiv la toate chiulasele motorului, s-a construit un stand special pe care s-a experimentat şi un automat de marcare a valorii parametrului studiat.

Elementul principal al standului este camera aerodinamică montată pe căruciorul *6* şi formată din conducta calibrată *1*, ventilatorul axial *2*, clapeta de strangulare *3*, camera propriuzisă *4* cu reţelele de redresare *5* şi peretele posterior detaşabil *10*. În plus, standul este prevăzut cu o clapetă pentru evitarea fenomenului de pompaj, electromotorul *11*, un manometru de consum pentru măsurarea presiunii statice la intrarea în conducta calibrată şi un manometru pentru măsurarea presiunii de baleiaj a cilindrului încercat. De asemenea, în instalaţie este inclus un dispozitiv pentru fixarea cilindrului încercat *12* pe peretele detaşabil, cuprinzînd două suprafeţe de aşezare, două deflectoare de manevră *8* care controlează accesul aerului comprimat în cilindrii pneumatici *7* şi *9* şi cilindrul pneumatic de etanşare *13*.

Construcţia peretelui detaşabil permite trecerea rapidă de la încercarea cilindrilor la încercarea chiulaselor şi invers.

Domeniul de variaţie a rezistenţei aerodinamice a pieselor încercate este împărţit convenţional în trei părţi. În apropierea manometrului de consum sînt plasate patru rezistenţe fotoelectrice *14*, care, în poziţie iniţială, sînt acoperite de coloana de lichid ; la nivelul celuilalt manometru, corespunzător presiunii de baleiaj de 120 mm coloană de apă, este montată rezistenţa fotoelectrică *15*, care, în poziţie de repaus, este de asemenea acoperită de coloana de lichid. Aceste rezistenţe fotoelectrice pot fi deplasate pe verticală la reglarea instalaţiei. Rezistenţele fotoelectrice sînt conectate în schema electrică a automatului de marcare, cuprinzînd acelaşi număr de relee de amorsare şi de execuţie, care acţionează mecanismul de marcare *16* şi sistemul de semnalizare optică *17*.

Pentru control, după fixarea cilindrului sau chiulasei în dispozitiv, se porneşte ventilatorul şi se deschide clapeta de strangulare. La atingerea presiunii de lucru din cameră, coloana de lichid a manometrului pentru presiunea de baleiaj descoperă rezistenţa fotoelectrică *15*, provocînd cuplarea circuitului electric. Descoperirea uneia sau a mai multor rezistenţe fotoelectrice *14* de către coloana de lichid a manometrului de debit determină conectarea marcatorului şi a lămpii de semnalizare corespunzătoare rezistenţei aerodinamice a piesei încercate pe care se înregistrează indicativul respectiv.

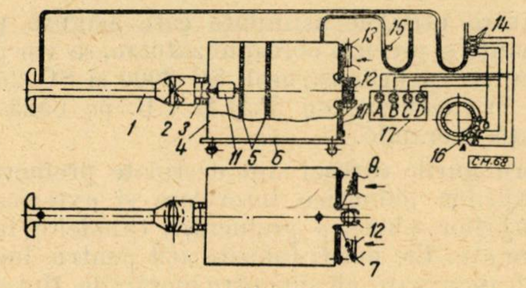


Fig. 1

Indicativele *A*, *B* şi *C* marchează rezistenţa aerodinamică maximă, nominală şi minimă, iar indicativul *D* — rezistenţe aerodinamice, care nu se încadrează în domeniul utilizabil. Aprinderea lămpii de semnalizare anunţă terminarea controlului, astfel că piesa încercată este scoasă de pe stand şi repartizată la grupa de rezistenţă aerodinamică din care face parte.

Variator continuu de turaţie. G. Elli. In : Rivista di meccanica, nr. 360, 1965.

Noul variator (Kopp tip K) permite transmiterea unei puteri pînă la 50 CP şi reducerea turaţiei în raport de 1/7%.

Este corespunzător utilizării în situaţiile în care se cere o siguranţă completă în funcţionare, de exemplu în cadrul mecanismelor pentru asigurarea funicularelor, a maşinilor-unelte sau a instalaţiilor medicale speciale.

Funcţionarea variatorului reiese din schema indicată în fig. 1.

Astfel, suportul *6* montat în carcasa *1*, prevăzută cu capacul *2*, prezintă numai o mişcare de deplasare axială determinată de pinionul *16* şi cremaliera *15*.

Pe suportul *6*, care nu se poate roti, sînt montate, prin intermediul axelor *8*, rolele biconice *7*, care se sprijină, după cum apare în figură, pe inelul *9* şi discul *10*.

Arborele motor *4* este solidar cu discul *12*. Prin acţiunea bilelor *11* şi a camelor frontale, pe discurile *10* şi *12*, care funcţionează ca dispozitiv de presiune, se realizează o presiune proporţională cu momentul de transmis, din partea discului *10* asupra rolelor *7*.

Un dispozitiv de presiune similar acţionează asupra inelului *9*, discul *13* transmiţînd momentul motor arborelui condus *3*.

Suprafaţa de rulare a discului *10* şi cea a inelului *9* se pot deplasa relativ în direcţia axului dispozitivului, eforturile determinate asupra rolelor biconice echilibrîndu-se, astfel încît axele *8* rămîn descărcate în timpul funcţionării.

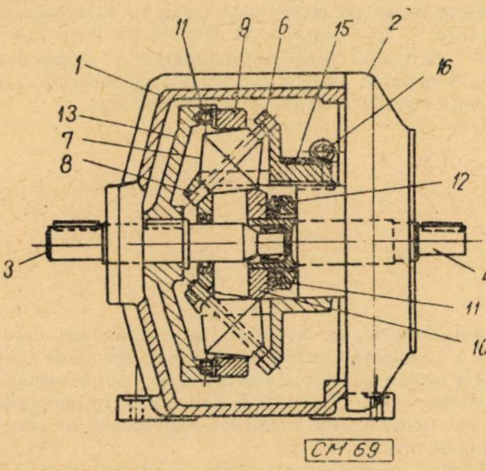


Fig. 1

Tipul de variator considerat este realizat în şapte mărimi, modelele normale avînd capetele axelor libere.

În afară de aceasta, variatorul mai poate fi construit ca model vertical, cu arbore de ieşire la 90°, cu motor cuplat direct etc.

Extrudarea supapelor pentru motoarele de automobil. E. Fritsche. In : Werkstatt und Betrieb, vol. **97**, nr. 10.

Datorită solicitărilor mari, mecanice şi termice, la care sînt supuse în timpul funcţionării motorului, supapele trebuie să fie realizate din oţeluri speciale.

Procedeele folosite în mod normal, comportînd refulare şi forjare, nu determină rezultatele corespunzătoare din cauza operaţiilor de refulare repetate şi a încălzirii intermediare dinaintea ultimei treceri.

Un procedeu mai adecvat prevede o refulare iniţială urmată de o forjare. Materialul folosit, de diametrul tijei supapei, este încălzit electric la unul dintre capete, care, prin refulare, capătă volumul necesar pentru formarea discului supapei.

În cadrul procedeului prin extrudare sînt necesare de asemenea două operaţii realizate însă pe o singură maşină.

Se porneşte de la o biletă de volum corespunzător, trecîndu-se la extrudarea tijei şi apoi la supapa finită (fig. 1).

Instalaţia de forjare necesară (fig. 2) este formată din părţi detaşabile pentru a permite înlocuirea pieselor mai solicitate.

Presele utilizate se caracterizează printr-o cursă mare şi o rezistenţă ridicată la solicitări ; frecvenţa loviturilor variază între 40 şi 80 pe minut.

Biletele debitate sînt încălzite prin inducţie şi introduse în dispozitivul de alimentare automată a presei, unde, cu o primă lovitură, se extrudează tija supapei ; după aceasta, piesa astfel formată este introdusă în locaşul vecin (fig. 2), unde tot cu o singură lovitură se termină operaţia.

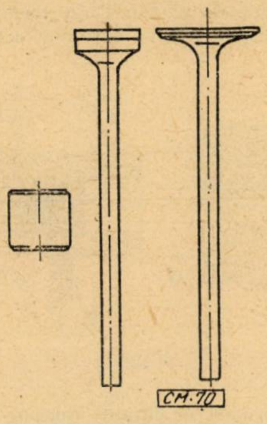


Fig. 1

Natural, organul cel mai solicitat al presei este matriţa de extrudare, astfel încît durata sa de funcţionare nu depăşeşte o oră de lucru. Pentru mărirea duratei de funcţionare este necesară folosirea unor lubrifianţi cu adaos de oxid de plumb, grafit sau sulfură de molibden.

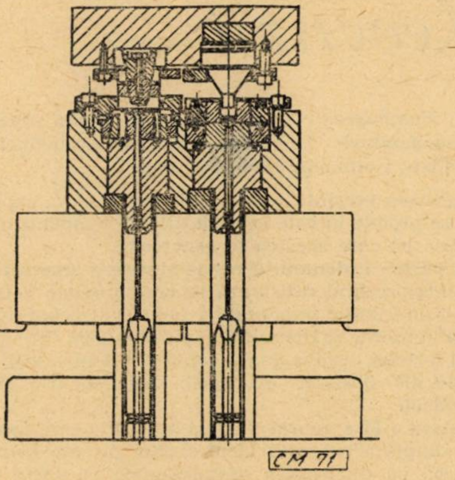


Fig. 2

Procedeul considerat se caracterizează prin uniformitatea supapelor realizate şi printr-o mare precizie a formei respective.

Debavurarea electrolitică. G. Schöffler. În : Werkstatt und Betrieb, vol. **76**, nr. 12.

Debavurarea electrolitică permite, pe de o parte, raţionalizarea fazei respective de prelucrare mecanică, încă executată manual, iar pe de altă parte, curăţarea suprafeţelor inaccesibile, de exemplu bavura formată la încrucişarea a două canale de ungere. Procedeul se poate aplica tuturor metalelor şi aliajelor. Este economic, întrucît nu determină uzura instalaţiei şi a sculelor folosite şi elimină în acelaşi timp posibilitatea accidentelor.

În figura 1 apare schema de principiu a procedeului.

Piesa de debavurat *1* formează anodul sistemului, iar electrodul *2*, catodul. Între electrod şi piesă circulă un curent electrolitic, care pătrunde prin canalul *3* ieşind prin orificiile *4*. Piesa *5* reprezintă o masă izolantă. Se foloseşte curent electric continuu.

Catodul avînd o formă adecvată, metalul anodului este desprins din punctul necesar. Schimbul de sarcini electrice eliberează atomi metalici de pe suprafaţa anodului (piesa de prelucrat), care reacţionează cu anionii electrolitului formînd un hidrat al metalului anodului.

Cum masa de metal transportată este proporţională cu produsul dintre intensitatea curentului electric folosit şi timpul de acţionare rezultă că pentru accelerarea procesului trebuie folosite intensităţi mari de curent. Aceasta determinînd dezvoltarea unei apreciabile cantităţi de căldură, circulaţia electrolitului trebuie să asigure şi răcirea sistemului. Ca lichide electrolitice se pot folosi : clorura de sodiu sau potasiu (favorizează formarea ruginii fără a fi dăunător) ; azotatul de sodiu sau potasiu (necorosiv şi nedăunător) ; acizii clorhidric, sulfuric, azotic (corosivi şi dăunători) ; hidraţii de sodiu sau potasiu (corosivi şi dăunători).

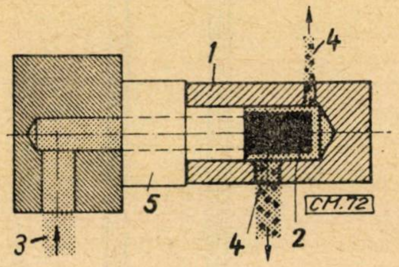


Fig. 1

Articolul cuprinde în plus o descriere generală a maşinilor de debavurat electrolitic, specializate sau de utilizare generală, cum şi o serie de exemple de lucrări ce se pot realiza.

Flexiscopul. În : Rivista di meccanica, nr. 360, 1965. Instrumentul considerat permite examinarea particularităţilor interne ale găurilor adînci, alezajelor etc., în cazul cînd dispozitivele de tipul periscopului nu pot fi folosite.

Aspectul constructiv caracteristic îl constituie un tub flexibil din fibre de sticlă, care constituie legătura dintre sonda optică şi punctul de observare şi care poate fi introdus prin spaţiile de trecere cele mai complicate, fără ca prin aceasta să se reducă claritatea imaginii transmise.

Diametrul minim de trecere a sondei este de 12,5 mm.

Suprafaţa vizibilă cu ajutorul sondei este de circa 6,5 cm², însă printr-o rotire cu 360° se poate examina toată suprafaţa care prezintă interes.

Iluminarea acestei suprafeţe este asigurată prin două surse directe de lumină de mare intensitate.

Dispozitivele optice permit un reglaj de adaptare la ochiul observatorului, astfel încît imaginea să fie întotdeauna clară.

Posibilităţile flexiscopului îi asigură un larg domeniu de aplicaţie : controlul suprafeţei cilindrului şi al capului pistonului prin orificiul bujiei, controlul supapelor şi al sediilor respective, examenul uzurii angrenajelor etc.

Recenzii

C. C. Teodorescu. **Teoria şinei fără joante supuse la variaţii de temperatură.** Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1965, 259 pag.

Lucrarea prezintă teoria şinei fără joante, explicînd forţele care se produc în cale la variaţiile de temperatură, precum şi efectele pe care acestea le generează.

În partea I, denumită teoria statică a lunecării traverselor, lucrarea prezintă rezistenţa pe care o opune fiecare traversă, deci o distribuţie punctuală a forţelor, trecînd apoi la o rezistenţă uniform distribuită a patului căii. Se demonstrează jocul forţelor la ridicarea şi coborîrea temperaturii, prezentînd concluziile ipotezei de bază. Sînt incluse şi 8 exemple de calcul.

Partea a II-a, teoria elastică a patului căii, face ipoteza cea mai simplă a corpului ideal elastic în care există o regiune elastică cu deplasarea proporţională cu forţa şi o regiune plastică în care forţa rămîne constantă în timp ce deplasarea creşte continuu. Pornind tot de la o distribuţie punctuală a acestor forţe în fiecare traversă, se urmăreşte pe acelaşi plan jocul forţelor într-o şină cu n traverse şi se trece pe urmă la şina infinită la care se prezintă simplificări de calcul. Problema se tratează ca un sistem static nedeterminat, introducînd articulaţii plastice, care reduc nedeterminarea. Se trece în fine la o rezistenţă repartizată după o lege oarecare, găsindu-se ca soluţie cunoscută funcţiile exponenţiale.

În ultima sa parte, lucrarea expune rezultatele măsurărilor făcute pe sectoarele sudate la C.F.R. căutînd să se deducă caracteristicile căii atît după teoria lunecării, cît şi după teoria elastică.

I. Munteanu, V. Olariu şi S. Başca. **Presarea la rece.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 495 pag., 478 fig., 141 tab., 53 anexe.

Lucrarea cuprinde 19 capitole grupate în trei părţi, în care se tratează tehnologia presării la rece, maşinile necesare şi, respectiv, organizarea şi proiectarea secţiilor de proiectare.

După ce în capitolul *1* se expun noţiuni generale privind prelucrarea prin presare la rece, cu specificarea terminologiei şi sculelor aferente, în capitolul 2 se examinează deformarea plastică a metalelor. Astfel, se defineşte starea de tensiune a corpurilor acţionate de forţe exterioare şi se precizează mărimea deformaţiilor. Elaborarea ecuaţiilor fundamentale ale teoriei plasticităţii este însoţită de aplicarea lor practică la operaţiile de presare la rece.

Capitolul 3 prezintă materialele destinate presării la rece. Pe lîngă clasificarea, caracteristicile şi alegerea acestor materiale, în capitol se analizează procedeele de recepţie şi încercare, în conformitate cu prescripţiile STAS.

Capitolele 4—9 se referă la diferitele operaţii executate prin presare la rece. În primul rînd sînt luate în considerare metodele de tăiere, fiind date elementele principale ale forfecării, decupării, retezării, perforării şi crestării. Se abordează probleme diverse, utile pentru fabricaţie, cum sînt calculul forţei şi puterii necesare, criteriile tehnologice de proiectare a sculelor, tipurile constructive de ştanţe etc.

În aceeaşi manieră este tratată îndoirea, după care se trece la ambutisare (capitolul 6). În afară de tehnologia ambutisării pieselor cu contur circular şi poligonal, se examinează condiţiile de lucru specifice acestei operaţii şi particularităţile ambutisării pieselor de tip caroserie. De asemenea, sînt descrise unele procedee speciale, aplicate în scopul micşorării numărului de operaţii sau al execuţiei unor anumite piese (ambutisarea inversă, ambutisarea cu încălzire parţială, cu subţierea peretelui, cu cauciuc şi hidraulică), precum şi metodele de tragere pe calapod şi de răsfrîngere a marginilor.

În continuare se prezintă procedeele de fasonare, caracterizate prin deformarea cu menţinerea constantă a grosimii materialului : planare, reliefare, umflare şi gîtuire. Dintre metodele de formare (capitolul 8), care acuză modificarea volumului semifabricatului, o pondere mai mare este deţinută de extrudarea şi de rularea filetului ; un loc aparte este rezervat asamblării prin presare (capitolul 9).

În completarea materialului precedent, capitolul 10 este consacrat ştanţelor combinate utilizate la operaţii diferite în cadrul aceleiaşi grupe de prelucrare prin presare. Se enumără astfel tipurile constructive de ştanţe cu acţiune succesivă, simultană şi combinată, pentru tăiere, ambutisare sau tăiere însoţită de deformare.

Capitolul 11 se referă la proiectarea proceselor tehnologice de presare la rece, iar capitolul 12 la proiectarea, execuția și exploatarea ștanțelor și matrițelor. Reținem din cuprinsul acestor capitole criteriile tehnologice și tehnico-economice luate în considerare la proiectare și, respectiv, precizarea elementelor componente, stabilirea și verificarea dimensiunilor, fabricarea și întreținerea ștanțelor și matrițelor.

Trecînd la partea a doua a lucrării, capitolul 13 prezintă mașinile pentru operațiile de tăiere. Se dau astfel caracteristicile foarfecelor-ghilotină cu acționare inferioară și superioară, ale celor cu cuțite-disc și combinate, ale foarfecelor pentru profiluri curbe.

După presele utilizate la ștanțare și matrițare la rece (cu fricțiune, cu excentric, hidraulic etc.) examinate în capitolul 14, în capitolul 15 sînt descrise mașinile speciale destinate unui număr restrîns de operații sau uneia singure. Se remarcă mașinile de îndoit, caracterizate printr-o productivitate ridicată, presele de tras la tipar, pentru piese de aliaje ușoare și mașina de bordurat, pentru executarea marginilor exterioare ale capacelor sau fundurilor.

Automatizarea proceselor de presare constituie obiectul capitolului 16. Problemele abordate privesc alimentarea automată cu materiale sub formă de rulouri sau benzi (dispozitive de avans cu cîrlige, cu clește, cu tambur etc.) și automatizarea evacuării pieselor și deșeurilor (dispozitive cu pîrghie cu aer comprimat, cu arc și cu camă). În plus, se studiază automatizarea liniilor tehnologice.

În partea a treia a lucrării se analizează mai întîi organizarea secțiilor de presare la rece (capitolul 17). În acest sens se propun diferite scheme de organizare a utilajelor, inclusiv schemele în flux tehnologic. Alte obiective ale capitolului sînt organizarea atelierelor auxiliare, magaziilor și controlului, în final fiind prezentate elemente de normare tehnică.

Capitolul 18 se ocupă de proiectarea secțiilor de presare, insistînd asupra calculului utilajului și forței de muncă, cum și asupra factorilor energetici și tehnico-economici, care condiționează producția corespunzătoare a acestor secții.

În finalul lucrării, capitolul 19 cuprinde noțiuni de tehnica securității muncii la operațiile de presare la rece.

Prelucrarea prin presare la rece reprezintă un domeniu relativ nou în literatura noastră tehnică, astfel încît lucrarea de față, care conține numeroase cunoștințe teoretice și practice în acest domeniu, este deosebit de utilă inginerilor și tehnicienilor din sectoarele de proiectare, tehnologice și de fabricație.

V. Roman. **Revoluția industrială în dezvoltarea societății.** București, Editura științifică, 1965.

Revoluția industrială reprezintă o problemă care se află în atenția celor care se preocupă de aspectele și consecințele revoluției științifico-tehnice contemporane. Autorul lucrării, publicată de Editura științifică, și-a propus să elucideze o serie de aspecte și să compare prima revoluție industrială care a marcat un pas însemnat în dominarea naturii de către om, cu noua revoluție industrială care se desfășoară în prezent.

Lucrarea cuprinde patru capitole mari.

Primul capitol intitulat ,,Considerații generale cu privire la revoluția industrială" definește prima revoluție industrială ca fiind ,,procesul complex de trecere a producției de la stadiul manufacturier la stadiul marii industrii mecanizate, la fabrică, trecerea de la tehnica manuală la tehnica mașinistă, cu alte cuvinte înlocuirea uneltelor simple cu mașini, și anume cu mașini-unelte" (p. 24). Autorul face sublinierea că înlocuirea muncii manuale prin tehnica mașinilor, deci trecerea de la manufactură la fabrică, reprezintă latura tehnică a revoluției industriale, lipsită de un caracter de clasă. Urmările pe plan social ale acestei revoluții s-au reflectat în întreaga structură social-economică a societății capitaliste prin aceea că a asigurat formarea celor două clase principale legate de industrie : burghezia și proletariatul.

După o scurtă analiză a desfășurării revoluției industriale în principalele țări capitaliste, lucrarea subliniază o serie de caracteristici comune și particularități ale acesteia, cum și consecințe privind schimbări în diviziunea internațională a muncii prin adîncirea fenomenului de inegalitate în dezvoltarea țărilor.

Următorul capitol, intitulat ,,Prima revoluție industrială în România", cuprinde particularitățile și etapele acestei revoluții în țara noastră. Printre particularități, autorul enunță : dominația îndelungată a iobăgiei pe întreg teritoriul țării, lipsa unui teritoriu național unitar, existența îndelungată a jugului străin etc. care au determinat o întîrziere în desfășurarea revoluției industriale în România. Autorul consideră că această revoluție s-a desfășurat în trei etape în decursul secolului al XIX-lea, încheindu-se în preajma primului război mondial, ea manifestîndu-se prin folosirea (introducerea) mașinilor inventate în străinătate, în ramurile principale existente atunci în economia țării. Tot în cadrul acestui capitol se face distincție între revoluția industrială (definită mai sus) și industrializarea țării, care presupune procesul de transformare a unei țări cu o economie agrară, într-o țară industrială și în care începe să predomine industria grea. Procesul de industrializare a României nu a fost încheiat în condițiile dominației burgheziei și moșierimii.

Al treilea capitol se intitulează ,,Unele trăsături ale revoluției științifice-tehnice contemporane și ale noii revoluții industriale (contemporane) și cuprinde următoarele subcapitole : revoluții în știință și tehnică ; revoluția științifică-tehnică contemporană și noua revoluție industrială ; noua funcție socială a științei : transformarea științei în forță nemijlocită de producție ; unitatea științelor ; legile interne ale dezvoltării științei și tehnicii ; ritmurile progresului științific ; caracterul internațional al desfășurării revoluției științifice-tehnice contemporane și al noii revoluții industriale ; rolul crescînd al științei în întrecerea istorică dintre cele două sisteme sociale mondiale ; teorii burgheze cu privire la rolul științei și tehnicii în dezvoltarea societății și realitatea.

În cadrul acestui capitol este definită revoluția industrială contemporană ca fiind ,,trecerea la automatizarea complexă, cibernetizarea proceselor de producție pe scara întregii economii, deci un nou salt revoluționar în domeniul tehnicii de producție (aceasta fiind esența laturii tehnicii a noii revoluții industriale)" (p. 104).

Autorul subliniază că numai în condițiile relațiilor socialiste revoluția științifică-tehnică contemporană creează toate premisele pentru noua revoluție industrială, dar rolul principal îi revine științei. Transformarea științei în forță nemijlocită de producție se desfășoară în două direcții, și anume : rolul crescînd al științei în dezvoltarea mijloacelor de producție și în schimbarea muncitorilor înșiși (ca principală forță de producție) în sensul ridicării la un nivel superior al cunoștințelor lor tehnice și științifice (p. 134).

Ultimul capitol se intitulează ,,Aspecte ale desfășurării revoluției științifice-tehnice contemporane și ale noii revoluții industriale (contemporane) în România". Autorul prezintă condițiile social-economice în care a început să se desfășoare revoluția științifică-tehnică în țara noastră și atenția deosebită acordată de P.C.R. dezvoltării științei și tehnicii în scopul dezvoltării complexe, rapide și armonioase a economiei naționale. Se face o analiză mai amplă a formelor de manifestare a revoluției industriale în țara noastră, în condițiile noilor relații de producție și a politicii economice a partidului care utilizează din plin toate posibilitățile deschise de știința și tehnica contemporană pentru progresul multilateral al societății noastre.

A. Cați

O. Mangiurea și N. Rancu **Siguranța în funcționare a produselor electrotehnice analizată prin metode statistico-matematice.** București, Editura tehnică, 1965, 296 pag.

Lucrarea tratează, din punct de vedere teoretic și prin aplicații practice din industria electrotehnică, siguranța în funcționare a produselor, ca indicativ al calității fabricației.

Pornind de la definiția siguranței în funcționare, care este legată de capacitatea produselor de a îndeplini toate funcțiunile pentru care au fost concepute — în condiții de exploatare date și într-o perioadă de timp determinată — autorii analizează fiecare factor care influențează comportarea produselor în exploatare folosind metodele oferite de statistica matematică și calculul probabilităților. Chiar în prima parte, unde se tratează bazele teoretice ale siguranței în funcționare, se face o legătură permanentă cu practica, dîndu-se numeroase exemple numerice. În acest sens trebuie subliniat că în întreaga lucrare se face o reușită legătură între metodele matematice de investigații și problemele concrete ale producției industriale.

În general, atunci cînd se măsoară un anumit parametru pe o serie de piese sau produse lucrate în condiţii identice, se observă că el variază în jurul unui centru de grupare după o anumită lege de forma unei distribuţii empirice. Lucrarea prezintă în capitolul al doilea distribuţiile empirice şi principalele lor caracteristici.

Întreaga lucrare este străbătută de ideea că principala cale pentru obţinerea unor produse cu o înaltă siguranţă în exploatare este proiectarea constructivă şi tehnologică superioară. Siguranţa în funcţionare a produsului poate fi antecalculată de proiectant în funcţie de elementele componente ale ansamblului general; dar siguranţa reală variază în limite suficient de mari datorită diversităţii condiţiilor de exploatare şi felului cum reacţionează elementele componente în montaje şi scheme constructive diferite.

Încercările de uzură din laboratoare, care se efectuează încă din faza de proiectare şi asimilare a noilor produse, furnizează datele necesare unui calcul precis al siguranţei în funcţionare. La interpretarea rezultatelor încercărilor şi experienţelor efectuate calculul probabilităţilor vine în ajutorul proiectanţilor care pot cunoaşte cu o aproximaţie dată modul de comportare a unei multitudini de piese sau produse în funcţie de încercările efectuate pe o selecţie mai mult sau mai puţin restrînsă. Proprietăţile probabilităţilor, noţiunile de eveniment sigur, imposibil, întîmplător, de variabilă de tip discret sau continuu şi analiza relaţiilor dintre evenimente sînt date în capitolul al doilea cu aplicaţii valorice concrete legate de determinarea siguranţei în funcţionare.

Tot în această lucrare sînt tratate diferitele distribuţii teoretice, cum ar fi: distribuţia normală Gauss — Laplace, distribuţia normală normată binomială, distribuţia Poisson, χ^2, Γ. De asemenea, se caracterizează siguranţa în funcţionare, cînd durata de funcţionare urmează o distribuţie de forma unei legi normale trunchiate sau o distribuţie Weibull (capitolul al treilea).

Un capitol important (capitolul al patrulea) al lucrării se ocupă cu estimarea siguranţei în funcţionare a produselor, pe baza rezultatelor încercărilor. Se arată modul cum se efectuează înregistrarea căderilor şi cum se interpretează rezultatele încercărilor, în funcţie de diferitele condiţii de încercare stabilite. Stabilirea mărimilor selecţiilor şi estimarea parametrilor siguranţei în funcţionare constituie elementele de bază în stabilirea metodelor de verificare a siguranţei.

În capitolul al cincilea sînt tratate metodele de verificare a siguranţei în funcţionare a produselor.

În primele cinci capitole ale lucrării se pun bazele teoretice ale calculului siguranţei în exploatare cu numeroase exemplificări numerice spre a putea fi cu uşurinţă folosit de cadrele tehnice de ingineri şi tehnicieni din serviciile de proiectări, din producţie şi din institutele de cercetări.

În partea a doua a lucrării, începînd cu capitolul al şaselea, se analizează cauzele tehnice care duc la o slabă funcţionare a produselor şi o serie de exemple din produsele electrotehnice fabricate în ţara noastră.

Problemele de concepţie constructive şi tehnologice şi problemele legate de utilizarea unor materiale corespunzătoare ocupă un rol central în lucrare.

Pentru a putea analiza siguranţa în funcţionare a unor produse complexe, lucrarea porneşte de la analiza siguranţei în funcţionare a pieselor componente pentru aparatele şi instalaţiile electrotehnice. Astfel, sînt analizate condensatoarele, rezistenţele, potenţiometrele, bobinele, tuburile electronice, semiconductoarele, tranzistoarele etc.

Lucrarea tratează prea succint problemele legate de alegerea schemelor electrice corespunzătoare pentru o bună siguranţă în funcţionare.

O parte importantă a lucrării (capitolul al şaptelea) se ocupă de verificarea siguranţei în funcţionare a produselor industriale prin încercări de tip şi de control, privită sub aspect tehnic.

Astfel, se arată modul cum trebuie să fie efectuate încercările la uzură ale materialelor, dîndu-se exemplificări numerice asupra modului de interpretare a rezultatelor măsurărilor efectuate.

Problemele legate de încercările climatice sînt de asemenea enunţate fără a se intra în detalii asupra aparaturii şi tehnicii efectuării acestor încercări.

O cale principală de îmbunătăţire a calităţii produselor este aceea de urmărire a comportării lor în exploatare. Datele culese în condiţiile reale de funcţionare ale produselor sînt deosebit de importante în estimarea valorii siguranţei în exploatare. Compararea siguranţei în exploatare calculate şi a celei determinate în urma încercărilor de laborator, cu cea rezultată din exploatarea produselor dă posibilitatea, în afara verificării calculelor propriu-zise, de a acţiona pentru înlăturarea unor deficienţe care fac ca produsele să nu corespundă integral scopului pentru care au fost concepute.

În această accepţiune a problemelor apare importanţa cercetării siguranţei în timpul exploatării produselor. Lucrarea face analiza siguranţei în funcţionare a aparatelor de măsurat electrice, inclusiv a contoarelor monofazate, a aparaturii de telecomunicaţii, respectiv telefoane şi centrale automate, sisteme de curenţi purtători, a aparaturii S.C.B. pentru centralizarea cu relee a comenzilor pe căile ferate, a maşinilor electrice etc.

Pentru literatura noastră tehnică de specialitate lucrarea reprezintă o noutate, cuprinzînd problemele teoretice fundamentale ale siguranţei în funcţionare a produselor. Faptul că exemplificările sînt date numai din industria noastră electrotehnică reprezintă un neajuns care poate fi înlăturat în parte prin aplicarea principiilor generale expuse şi altor produse ale industriei noastre.

Preocupările autorilor în domeniul analizei siguranţei în funcţionare a produselor industriale sînt legate direct de problemele economice, deoarece creşterea duratei de funcţionare a produselor echivalează cu o creştere cantitativă a producţiei.

Într-adevăr, prin prelungirea timpului de funcţionare se realizează — cu acelaşi număr de produse — satisfacerea economiei naţionale pe o durată mai mare de timp.

Ţinînd seamă că problemele abordate în lucrarea „Siguranţa în funcţionare a produselor electrotehnice analizată prin metode statistico-matematice" sînt urmărite de scurt timp atît în ţara noastră, cît şi în străinătate, şi că numărul de produse analizate, chiar din cele fabricate de industria noastră electrotehnică, este relativ redus, se poate spune că această lucrare trasează un drum important în studiul teoretic şi practic al îmbunătăţirii unuia dintre cei mai importanţi factori calitativi, care face legătura între proiectare, practica de atelier şi condiţiile reale de funcţionare, respectiv siguranţa în funcţionare.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 18, nr. 2, 1965

N. Tipei. Asupra mecanicii mediilor continue ne-newtoniene.

Se tratează mişcarea mediilor ne-newtoniene cu proprietăţi de forfecare foarte generale şi se fac aplicaţii la diferite cazuri întîlnite în practică.

Olga Biţă şi *I. Dincă.* Aspecte ale frecării şi uzurii, în cazul lubrifierii cu bisulfura de molibden.

Lucrarea prezintă cîteva observaţii şi rezultate experimentale privind influenţa pe care MoS_2, naturală şi sintetică, de puritate şi granulaţii diferite, o exercită asupra frecării şi uzurii suprafeţelor metalice, care lucrează în condiţii funcţionale variate.

H. Pascal. Asupra curgerii tranzitorii a gazelor prin conducte magistrale.

Se studiază curgerea tranzitorie a gazelor prin conducte magistrale pentru anumite cazuri întîlnite în practică.

Pentru rezolvarea ecuaţiilor care descriu curgerea nestaţionară se aplică metoda perturbaţiilor. În felul acesta problema stabilirii soluţiei ecuaţiilor neliniare de tip parabolic a fost redusă la rezolvarea unui sistem de ecuaţii liniare cu derivate parţiale.

Al. Nica. Asupra calculului sistemelor de ungere cu lubrifianţi fluizi.

În lucrare se prezintă metode de calcul ale sistemelor de ungere cu lubrifianţi fluizi, luîndu-se în consideraţie curgerea laminară şi turbulentă a lubrifianţilor în conducte şi ajungîndu-se pînă la sisteme complexe de conducte.

L. V. Wolffersdorf. Scurgerea magnetohidrodinamică printr-un canal în cazul comportării electrice neomogene a pereţilor săi.

Se tratează scurgerea staţionară a unui mediu incompresibil, vîscos, cu conductibilitate electrică, între doi pereţi plani paraleli în prezenţa unui cîmp magnetic exterior normal. Pereţii sînt formaţi din două jumătăţi cu conductivitate diferită. Rezolvarea problemei se obţine cu ajutorul tehnicii lui Wiener-Hopf. Cazul cel mai simplu al acestei probleme are loc cînd pereţii se consideră pe jumătate conductibili şi pe jumătate izolaţi. Pentru acest caz se calculează pentru numere Hartmann mici, fluxul mastic adimensional şi raportul dintre forţa lui Lorent şi gradientul de presiune în suprafaţa de separare a celor două jumătăţi de canal.

E. Carafoli şi *D. Mateescu.* Asupra unei clase de aripi delta avînd incidenţa sau panta variabilă după funcţii omogene, în regim supersonic.

Obiectul acestei lucrări constă în aplicarea mişcărilor de ordin superior la studiul aripilor triunghiulare avînd incidenţa sau panta (sau vitezele verticale corespunzătoare) variabile după funcţii omogene de diferite ordine. În acest scop problema este redusă la studiul unei aripi avînd o distribuţie continuă de muchii elementare, ceea ce permite să aplicăm rezultatele obţinute în acest sens în lucrările anterioare.

Ca exemple de aplicaţie se determină în mod concret expresia vitezei axiale de perturbaţie pentru o serie de aripi subţiri sau de grosime simetrică, la care incidenţa sau panta variază după funcţii omogene de ordin zero şi 1.

Chr. Pelecudi. Metoda acceleraţiilor compuse în lanţurile cinematice plane.

Se prezintă introducerea vectorului acceleraţie compusă, pe baza căruia distribuţia de acceleraţii se bucură de aceleaşi proprietăţi ca şi distribuţia de viteză, ceea ce simplifică analiza şi sinteza mecanismelor.

Fl. Dudiţă. Existenţa manivelei la mecanismele patrulatere sferice.

Pe cale analitică se stabilesc condiţiile generale ale existenţei manivelei, care se particularizează pentru una şi două manivele. Pe baza corelaţiei dintre trigonometria sferică şi cea plană se deduc condiţiile analoge pentru mecanismele patrulatere plane, regăsindu-se astfel teorema lui Grashof.

V. Manea. Asupra ecuaţiilor plăcilor plane subţiri elastice în aproximaţia neliniară, în teoria fără ipoteză Love-Kirchhoff.

Pe baza unor rezultate anterioare referitoare, pe de o parte, la ecuaţiile neliniare de mişcare a unui mediu continuu deformabil şi, pe de altă parte, la formularea unei teorii a plăcilor plane subţiri elastice în aproximaţia liniară, se dă o formulare pentru teoria plăcilor plane subţiri elastice în aproximaţia neliniară. Se dau în final expresiile ecuaţiilor ce descriu starea de solicitare de încovoiere a plăcilor plane subţiri elastice în aproximaţia neliniară, a căror stabilire este independentă de ipoteza Love-Kirchhoff.

E. Soós. Despre determinarea stării de tensiune şi de deformaţie în problema plană a elastodinamicii corpurilor anizotrope.

Se presupune că într-un corp elastic, anizotrop, caracterizat de trei constante elastice, în starea de deformaţie plană, tensiunile sînt produse de o perturbaţie mobilă care se deplasează cu viteză constantă. Se arată că componentele tensorului tensiune şi ale deplasării pot fi exprimate cu două funcţii analitice definite în două plane complexe diferite.

V. Gioncu. Paraboloidul de rotaţie pleoştit, pe contur dreptunghiular, cu diferite rezemări pe contur. Aplicaţie pentru margini încastrate.

Folosind dezvoltările în serii de funcţii fundamentale, se determină o soluţie generală aproximativă a teoriei de încovoiere.

Funcţiile fundamentale generalizează dezvoltările în serii trigonometrice şi prin folosirea lor poate fi satisfăcut orice mod de rezemare omogenă. Se detaliază cazul încastrării pe contur, întocmindu-se diagrama în funcţie de diferitele valori ale coeficientului de amortizare. Se expune apoi o altă metodă aproximativă, care dă rezultate foarte bune.

V. Petcu. Criterii de soluţionare a ecuaţiei de echilibru plastic a plăcilor dreptunghiulare de beton armat.

În lucrare se enunţă trei criterii pentru soluţionarea ecuaţiei de echilibru plastic a plăcilor de beton armat cu armătura pe două direcţii şi se demonstrează superioritatea criteriului redistribuţiei minime a eforturilor în raport cu celelalte două criterii.

T. Pană. Calculul pulsaţiilor proprii ale vibraţiilor de încovoiere-răsucire, la barele cu pereţi subţiri avînd profilul închis.

Pe baza ipotezelor cunoscute se stabileşte ecuaţia pulsaţiilor proprii de încovoiere-răsucire, folosind metoda variaţională Bubnov-Galerkin. Rezultatele sînt prezentate grafic pentru cazul particular al barei de secţiune dreptunghiulară avînd pereţii de grosime constantă.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 19, nr. 3,1965

V. N. Constantinescu. Asupra studiului condiţiilor de stabilitate a lagărelor circulare lubrificate cu gaze.

Folosind o metodă de studiu a stabilităţii elaborată în unele lucrări anterioare, se determină caracteristicile dinamice şi coeficienţii ecuaţiei de stabilitate pentru lagărele circulare lubrificate cu gaze. În final se determină condiţiile de stabilitate pentru lagăre de alungire infinită, relevîndu-se influenţa anumitor parametri constructivi şi funcţionali şi se compară rezultatele obţinute cu cele realizate de alţi autori.

H. Pascal şi F. Munteanu. Rezolvarea numerică a ecuaţiilor curgerii nestaţionare a gazelor prin conducte magistrale.

Lucrarea prezintă rezolvarea numerică a ecuaţiilor care descriu curgerea nestaţionară a gazelor prin conducte magistrale, aplicîndu-se în acest scop metoda dreptelor.

Se obţin soluţiile problemelor care apar în transportul gazelor prin conducte, în cazul în care condiţiile la limită sînt funcţii oarecare de timp.

E. Carafoli şi Fr. Atanasiu. Asupra unei clase de aripi „în săgeată" şi „în coadă de rîndunică".

În lucrare se studiază unele aripi speciale, denumite aripi „în coadă de rîndunică" şi aripi „în săgeată", linia de închidere fiind o curbă analitică continuă.

D. Pavelescu. Aspecte ale dependenţei perioadei iniţiale a uzurii de factorii mecanici şi chimici în cazul frecării de alunecare mixte sau limită.

Se studiază uzura iniţială (rodaj) a micro- şi macrogeometriei cu două instalaţii de măsură, utilizînd anumiţi aditivi de EP care dovedesc acţiune dublă. (Metode : trasori radioactivi şi gravimetrie). Acţiunea „antiuzură" a aditivilor prelungeşte perioada de uzură iniţială, iar acţiunea de „antigripaj" a aditivilor permite sarcini mai mari în timpul rodajului.

M. P. Popov, S. Gogonea şi *I. Mitrică.* Contribuţii la calculul pierderilor volumice prin jocul frontal al pompelor cu roţi dinţate.

Se studiază mişcarea fluidului în jocul frontal al pompelor cu roţi dinţate. Se stabilesc formule pentru debitul pierdut prin acest joc.

Cr. Mateescu. Contribuţii la studiul aglomerării de zăpadă pe construcţii sub acţiunea viscolului.

Se studiază aglomerările de zăpadă pe construcţii prin modelare cu materii pulverulente. Se produce în laborator vîntul simultan sau alternînd cu ninsoarea. Se studiază materiile similare zăpezii, gama de viteze, criteriile şi domeniul de similitudine. Se determină formele şi indicii numerici de aglomerare pe două tipuri de hale. Prin corelaţie cu grosimea maximă a zăpezii pe sol şi cu observaţii în natură, se obţin încărcările de calcul, cu zăpadă.

G. Schmidt. Interacţiunea vibraţiilor forţate şi parametrice la plăci curbe subţiri pleoştite.

Autorul studiază oscilaţiile parametrice ale învelitorilor subţiri pleoştite sub efectul sarcinilor pulsatorii. Cu ajutorul metodei ecuaţiilor integrale se rezolvă ecuaţiile neliniare ale problemei şi se determină influenţa „inerţiei" longitudinale.

Mircea Soare. Contribuţii la calculul numeric al hiparilor în teoria încovoierii.

Plecînd de la ecuaţiile de bază ale teoriei încovoierii, stabilite în ipoteza de placă pleoştită, se caută soluţii numerice pentru paraboloidul hiperbolic delimitat de generatoare drepte (hipar), încărcat cu sarcină uniformă distribuită parţial.

Rezolvarea se face în două etape, care corespund unei stări de încovoiere a plăcii sub acţiunea încărcării exterioare, respectiv o solicitare aplicată pe contur.

Controlul rezultatelor se face exprimînd că forţele tăietoare şi proiecţiile eforturilor de lunecare echilibrează încărcarea exterioară.

În cazul particular al încărcării uniform distribuită pe toată placa, soluţia generală concordă cu soluţia de membrană.

Victor Drobotă. Flambajul lateral al grinzilor pendulare continue sub sarcini transversale concentrate şi uniform distribuite.

Articolul se ocupă de stabilirea sarcinii critice de flambaj pentru grinzile continue de rigiditate transversală mică, susţinute pe reazeme care permit rotirea grinzii în orice direcţie, încărcate cu o sarcină uniform distribuită la înălţimea fibrei medii deformate a grinzii şi cu o sarcină concentrată aplicată la mijlocul intervalului dintre două reazeme de la capătul grinzii. Sînt tratate cîteva cazuri limită, care prezintă interes din punct de vedere practic.

Einar Keintzel. Determinarea aproximativă a forţelor seismice şi a altor acţiuni dinamice la cadre multietajate.

Se determină forţele seismice ce acţionează cadrele multietajate pe baza unui calcul dinamic în care se înlocuiesc deformaţiile structurii reale, discontinue (stîlpi, rigle, zidărie de umplutură), prin deformaţiile de lunecare ale unei structuri continue, avînd rigiditatea constantă pe porţiuni.

Chr. Pelecudi. Metoda acceleraţiilor superioare compuse în lanţurile cinematice plane.

Prin utilizarea acceleraţiei superioare compuse, distribuţia de acceleraţii are aceleaşi proprietăţi ca şi distribuţia de viteze, ceea ce simplifică analiza şi sinteza lanţurilor cinematice.

*I. Egri.*Contribuţii la calculul randamentului scripeţilor de cablu.

Formula clasică a factorului de pierdere nu se foloseşte în practică, deoarece nu este exactă şi dă rezultate care sînt în contradicţie flagrantă cu rezultatele obţinute pe bază de măsurători.

În această lucrare, prin luarea în considerare a tuturor pierderilor (frecarea scripetelui pe fus, rigiditatea cablului,deformaţia cablului şi frecarea de alunecare a cablului pe coroana scripetelui), se stabileşte o formulă de calcul complexă, practică şi generală, mai precisă decît cea clasică şi care permite studiul ştiinţific (teoretic şi experimental) al palanelor.

A. Zaharescu. Micşorarea, prin corecţie electrică, a timpului de răspuns al unor traductoare de mărimi mecanice.

Se descrie o cale de reducere a timpului de răspuns al traductoarelor reprezentînd sisteme dinamice de ordinul II şi se indică unele posibilităţi de sinteză a circuitelor de corecţie.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 19, nr, 4, 1965

D. Mangeron şi *R. Chaleat.* Aproximaţii de ordin superior în studiul mişcării perturbate a oscilatorilor

Se prezintă studiul primei aproximaţii de ordin superior al mişcării perturbate a oscilaţiilor, folosind în mod simultan metodele de variaţie a constantelor şi a aproximaţiilor succesive. Se deduce a doua şi a treia aproximaţie a perturbaţiilor amplitudinii şi a perioadei.

M. Mişicu. O extindere a ecuaţiilor lui Cosserat relative la mişcarea mediilor deformabile structural neomogene.

Se stabilesc ecuaţiile dinamicii mediilor deformabile cu efecte interne de microstructură de ordin superior.

Gh. Buzdugan şi *L. Fetcu.* Grinda continuă pe reazeme elastice de lungime dată.

Lucrarea prezintă o metodă de calcul pentru determinarea eforturilor şi deformaţiilor care apar la o grindă continuă, sprijinită de un număr oarecare de reazeme elastice lungi, solicitată la încovoiere.

Metoda propusă este exemplificată pe un caz particular de grindă continuă, la care se analizează influenţa modificării lungimii şi elasticităţii reazemelor.

R. Prişcu şi *M. Constantinescu.* Calculul elastic al arcelor circulare solicitate de presiuni variabile.

Plecînd de la ecuaţiile generale ale elasticităţii, se studiază starea de efort în arcele circulare solicitate de presiuni care variază după o lege cosinusoidală. Pentru arcele groase se scot în relief diferenţele ce apar în repartiţia şi mărimea eforturilor în comparaţie cu rezultatele ce se obţin prin metodele obişnuite de calcul.

M. Soare. Calculul numeric al paraboloidului de rotaţie pleoştit pe contur rombic.

Se studiază starea de eforturi şi de deformaţii într-o placă curbă subţire avînd forma unui paraboloid de rotaţie pleoştit, acoperind în plan un contur rombic. Calculul este efectuat în teoria încovoierii, aplicînd metoda reţelelor triunghiulare.

V. Drobotă. Flambajul lateral al grinzilor pendulare continue sub sarcini mobile.

Se tratează flambajul lateral al grinzilor pendulare continue sub sarcini mobile, acţionînd pe unul din intervalele dintre două reazeme, situat la capătul acestora. Se stabilesc relaţiile care dau sarcina critică de flambaj pentru cele mai des întîlnite cazuri practice.

Chr. Pelecudi. Punctele caracteristice ale acceleraţiilor compuse superioare.

Se analizează poziţionarea punctelor caracteristice ale acceleraţiilor compuse superioare.

I. Szelekely, T. Mureşan şi Al. Leluţiu. Mecanisme de comandă logică cu elemente rigide şi elastice.

În lucrare se prezintă cîteva mecanisme originale cu elemente rigide şi elastice cu funcţionare de tip discontinuu.

Sandu Ioan. Alegerea reţelei structurale optime la elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu mai mult de două axe.

Studiul de faţă aduce contribuţia sa la teoria reţelelor structurale, evidenţiind unele aspecte noi ale ei şi stabilind criterii după care se poate alege, la elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu mai mult de două axe, reţeaua structurală optimă.

E. Carafoli. Extinderea mişcărilor conice la mişcări cvasiconice.

Acest articol tratează aripile cu borduri de atac curbate.

Autorul extinde scurgerile conice şi scurgerile conice de ordin superior la aşa-numitele scurgeri cvasiconice şi calculează presiunea pe suprafaţa unor astfel de aripi.

E. Carafoli şi *Silvia Rădulescu.* Scurgerea supersonică în jurul aripii delta subţiri în derivă.

Se studiază influenţa derivei asupra caracteristicilor aerodinamice ale aripii delta subţiri în cazul scurgerilor conice de ordin superior.

Aplicînd metoda reziduurilor, se calculează coeficienţii aerodinamici pentru aripa cu ambele borduri subsonice. Pentru aripa cu un bord subsonic şi altul supersonic, ca şi pentru cea cu ambele borduri supersonice, se dau numai coeficienţii de ruliu şi de giraţie, deoarece micile valori ale derivei au un efect neglijabil asupra coeficienţilor de portanţă, rezistenţă şi tangaj.

T. Hacker. Progrese recente în dinamica zborului. II. Unele probleme actuale ale teoriei stabilităţii şi maniabilităţii avioanelor.

Se trec în revistă unele probleme actuale şi metode de lucru din domeniul stabilităţii şi maniabilităţii avioanelor, legate de necesitatea considerării efectului comenzii (executate de pilot sau de o instalaţie automată).

N. N. Patraulea, N. Postelnicu, El. Mălaiu şi *M. Gavrilă.* Perna de aer cu cameră plină cu recirculaţie.

Se studiază experimental pierderile de presiune la o scurgere plană într-un cot deschis la partea exterioară, pe o schemă care reproduce parţial zona periferică la o pernă de aer cu cameră plină cu recirculaţie, în vederea determinării eficienţei recuperării de energie prin recirculaţie.

Horia I. Ene. Generalizarea unei probleme din mişcarea apelor arteziene.

Se tratează problema calculării debitului unei sonde plasate într-un anticlinal de forma unui sector de cerc, în care coarda şi o porţiune de cerc sînt impermeabile, iar restul este o suprafaţă de alimentare.

Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 15, nr. 2, 1965

R. Răduleţ., A. Timotin. Electrodinamica neliniară şi problema permitivităţii şi permeabilităţii vidului.

În legătură cu discuţiile purtate în cadrul Comisiei Electrotehnice Internaţionale referitor la denumirea şi definirea unor constante universale, articolul conţine o expunere critică a electrodinamicii neliniare şi analizează interpretarea care rezultă din această electrodinamică pentru conceptele de permitivitate a vidului şi de permeabilitate a vidului.

V. Bunea. Corectarea neliniarităţii la magnetizarea mediilor feromagnetice.

Se analizează teoretic şi experimental fenomenul deformat al repartiţiei unui flux pe două ramuri feromagnetice neliniare. Acest fenomen se petrece, de exemplu, la acceleratoarele de particule.

Sînt găsite relaţiile care dau valorile instantanee ale inducţiilor, atît în cazul cînd pe fiecare ramură se plasează cîte o bobină de compesaţie conectate între ele, cît şi în cazul cînd cele două bobine sînt neconectate între ele. Din analiza teoretică se deduce că există o anumită situaţie cînd repartiţia fluxurilor capătă un caracter liniar într-un domeniu larg de funcţionare.

Experienţele au confirmat analiza teoretică.

M. Preda. Asupra aplicării metodei operaţionale la studiul circuitelor electrice cu condiţii iniţiale oarecare.

Se studiază sistematic problema condiţiilor iniţiale independente, necesare calculului curenţilor într-un circuit electric şi căderilor de tensiune.

În cazul general al unor circuite idealizate la care apar discontinuităţi ale curenţilor din bobine şi ale sarcinilor unor condensatoare, se obţin rezultate noi privind : stabilirea condiţiilor iniţiale independente pe baza unor circuite de calcul, ordinul maxim al ecuaţiilor diferenţiale corespunzătoare şi elaborarea metodei de calcul în care se utilizează condiţiile iniţiale la $t = 0$ în locul celor de la $t = 0 \pm$.

A. Ţugulea şi *Al. Timotin.* Condiţiile de unicitate în determinarea cîmpurilor electrostatic şi magnetic cvasistaţionar în materiale neliniare cu polarizare reversibilă şi magnetizare reversibilă.

În lucrare se arată că unele dintre teoremele de unicitate privind determinarea cîmpului electrostatic şi magnetic cvasistaţionar pot fi extinse şi la cazul mediilor neomogene şi neliniare cu polarizare şi magnetizare reversibile. Aceste materiale au curbele de polarizare, respectiv de magnetizare, monotone. Pe baza acestei extensiuni, teoremele forţelor generalizate în cîmpul electrostatic şi magnetic cvasistaţionar sînt justificate şi în cazul acestor medii neliniare.

În lucrare se arată că unele dintre teoremele de unicitate privind determinarea cîmpului electrostatic şi magnetic cvasistaţionar pot fi extinse şi la cazul mediilor neomogene şi neliniare cu polarizare şi magnetizare reversibile.

V. Saviuc. Contribuţii la studiul efectului pelicular în conductoare feromagnetice masive.

Autorul integrează, pe o cale originală, ecuaţiile lui Maxwell în semispaţiul conductor feromagnetic, considerînd că mărimile cîmpului electromagnetic variază sinusoidal în timp şi aproximînd analitic variaţia permeabilităţii magnetice printr-o expresie care permite obţinerea unor rezultate mai grele decît cele date în literatură.

A. Ţugulea. Cîmpul electromagnetic cvasistaţionar al conductoarelor rectilinii trifazate în prezenţa ecranelor electromagnetice cilindrice subţiri.

Rezultatele obţinute într-o lucrare precedentă sînt aplicate la calculul pierderilor prin curenţi turbionari în ecrane cilindrice subţiri. Aceşti curenţi sînt induşi de cîmpul magnetic al unor sisteme de conductoare trifazate situate în interiorul ecranelor. Se consideră cazul aşezării conductoarelor în acelaşi plan şi cazul aşezării lor în vîrfurile unui triunghi echilateral. Pentru coeficientul de pierderi se dau curbe care permit un calcul rapid al pierderilor.

C. Apetrei. Optimizarea soluţiilor la calculul maşinii de curent continuu.

Se expune metoda pentru determinarea dimensiunilor principale şi a solicitărilor electrice şi magnetice, la maşina de curent continuu, din condiţia preţului de cost minim. La formularea şi rezolvarea problemei se au în vedere condiţiile rezultate prin considerarea : puterii maşinii, a distorsionării maxim admisibile a cîmpului magnetic din întrefier, a spaţiului necesar dispunerii înfăşurărilor polilor, a tensiunii maxim admisibile între lamelele de colector, şi a încălzirii înfăşurărilor indusului şi, respectiv, a polilor maşinii.

C. V. Bălă. Încălzirea indusului masiv al maşinilor de curent alternativ la pornirea în asincron.

După o introducere în care se subliniază importanţa problemei şi se analizează lucrările publicate pînă în prezent, referitoare la problema încălzirii indusului maşinilor de curent alternativ la pornirea în asincron, se prezintă în lucrarea de faţă o metodă analitică mai completă, care permite calculul încălzirii indusului cînd se consideră influenţa variaţiei adîncimii de pătrundere cu frecvenţa cîmpului magnetic din indus (respectiv cu alunecarea).

A. Cupşa. Calculul rezistenţei electrice dintre contactele rotorului unei maşini unipolare axiale.

Se calculează pentru prima oară valoarea exactă a rezistenţei de dispersie din rotorul masiv, între cele două contacte presupuse perfect conducătoare. Totodată se arată că repartiţia densităţii de curent este independentă de starea cinematică a rotorului şi de valoarea cîmpului magnetic, ceea ce face posibil calcul ei în cazul particular al rotorului imobil. De asemenea, au fost aduse contribuţii originale în ceea ce priveşte fenomenul inducţiei unipolare.

A. Fransua. Contribuţii experimentale la studiul servomotorului asincron cu rotorul în formă de pahar.

Lucrarea urmăreşte demonstrarea experimentală a unor concluzii teoretice stabilite în cercetările anterioare ale autorului sau ale altor experimentatori. Metoda experimentală este originală şi corectă. De asemenea, se mai aduce o contribuţie la studiul influenţei inelelor frontale unilaterale sau bilaterale.

D. F. Lăzăroiu. Încălzirea maşinilor electrice cu întrefier axial şi circuite imprimate.

În lucrare se expune metodica calculului încălzirii maşinilor electrice cu întrefier axial, al căror rotor este construit sub forma unui disc izolant prevăzut cu cablaj imprimat.

Problema prezintă interes deosebit pentru dimensionarea acestui tip de maşini, datorită densităţilor mari de curent pe care le admite construcţia circuitelor imprimate.

M. Marinescu, M. Petcu şi *Gh. Dumitrescu*. Funcţionarea optimală a oscilomotoarelor electromagnetice.

În prezenta lucrare, autorul, în continuarea unor lucrări anterioare, calculează, pe baza integrării ecuaţiei mişcării armăturii mobile a oscilomotorului, coeficienţii rămaşi nedeterminaţi din ecuaţia rezonanţei electromecanice. Determină curbele de variaţie a acestor coeficienţi în funcţie de constanta de timp a sistemului mecanic, cum şi randamentul şi puterea specifică, în condiţiile optimului funcţional.

A. Moraru. Reacţiile datorite excentricităţii rotorului în maşinile electrice amplificatoare.

Se dezvoltă o metodică de calcul al redistribuirii fluxului util din întrefierul maşinilor electrice, ca urmare a excentricităţii rotorului, plecînd de la distribuţia solenaţiei în întrefier şi stabilind circuitul echivalent magnetic al maşinii pentru fluxul principal. Pe această bază se calculează reacţiile dintre diferitele etaje de amplificare ale principalelor tipuri de maşini electrice amplificatoare de curent continuu. Aceste reacţii se exercită numai asupra etajelor de amplificare-bipolare.

A. C. Nicolaide. Caracteristicile de funcţionare în asincron ale maşinilor sincrone cu poli ieşiţi masivi.

Se indică expresii de calcul pentru parametrii amortizorului masiv al maşinii sincrone cu poli aparenţi. Aceste expresii, diferite de cele cunoscute în literatură, sînt stabilite luînd în considerare fenomenul de propagare a cîmpului electromagnetic în medii feromagnetice, iar raportarea la stator este făcută cu aceeaşi exactitate ca pentru amortizoarele tip colivie.

Se indică modul de calcul al caracteristicilor cuplului şi curentului la funcţionarea în asincron. De asemenea, se arată modul de predeterminare a încălzirii rotorului masiv la pornire.

T. Dordea. Studiul funcţionării transformatorului trifazat cu două înfăşurări în regim sinusoidal nesimetric.

Se consideră transformatorul electric trifazat cu două înfăşurări cu un cuplaj magnetic între coloane de o valoare oarecare. Se stabilesc ecuaţiile exacte, ţinîndu-se cont şi de pierderile în fier, care se rezolvă pentru diferite scheme de conexiuni.

Sînt stabilite astfel expresiile curenţilor şi tensiunilor transformatorului electric trifazat valabile cu aceeaşi exactitate ca şi în cazul transformatorului monofazat, indiferent de forma miezului feromagnetic, de nesimetria tensiunilor primare şi a sarcinii secundare.

P. Dimo. Metoda iteraţiei curenţilor de scurtcircuit pentru determinarea simultană a regimurilor, a schemelor REI şi a imaginilor nodale prin calcul numeric.

Se prezintă o nouă familie de procedee de determinare a regimurilor unui sistem electroenergetic, pornind de la calculul curenţilor de scurtcircuit, pe baza unor prime serii de valori. La finele calculului se obţine o dată cu mărimile necesare cunoaşterii exacte a regimului (E ; I) şi curenţii de scurtcircuit în unele noduri, admitanţele schemelor echivalente „REI", cum şi mărimile necesare imaginilor nodale etc. Astfel, se capătă, cu un singur calcul de regimuri, bogate informaţi în plus peste cele necesare cunoaşterii regimului, informaţii utilizabile, apoi direct în „analiza nodală" a sistemului.

M. Pomîrleanu, E. Ariei, E. Comănescu şi *H. Cristea*. Optimizarea reglajului automat frecvenţă-putere al unui sistem electroenergetic complex ţinînd seamă de neliniarităţi de caracteristicile reale ale perturbaţiilor.

S-au analizat efectele perturbaţiilor statistice şi ale perturbaţiilor rezultate în urma deconectării unor centre de producţie sau consum asupra unui sistem format prin interconectarea a două sisteme energetice de puteri mult diferite.

S-au analizat influenţele parametrilor sistemului de reglaj secundar asupra calităţii reglajului şi s-au optimizat performanţele acestui sistem de reglaj, selecţionîndu-se valorile optime pe baza unor noi criterii de calitate.

N. V. Boţan şi I. Bejan. Asupra funcţionării modulatorului magnetic în regim de releu.

În lucrare se prezintă cercetările experimentale efectuate asupra unui modulator de frecvenţă utilizat în regim de releu ; astfel se examinează caracteristica de ieşire a modulatorului pentru cazul în care variabila este fie curentul de comandă, fie curentul de excitaţie, fie frecvenţa tensiunii alternative, fie capacitatea condensatorului conectat în paralel la bornele circuitului de sarcină.

Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 15, nr. 3, 1965

M. Petcu. Modele matematice pentru optimizarea programului de dezvoltare a centralelor din sistemele energetice.

Pornind de la ipoteze succesiv generalizate, se elaborează trei modele matematice, denumite prescurtat : structură, extindere, program, fiecare dintre ele putînd conduce la soluţionarea problemei stabilirii planului optim de dezvoltare a centralelor electrice şi termice. Toate cele trei modele sînt probleme de programare liniară, ale căror dimensiuni cresc o dată cu generalitatea.

Soluţia optimă care se obţine indică puterile centralelor de diferite tipuri, data instalării lor şi regimul de lucru al fiecăruia.

C. Nemoianu. Dispersiunea şi refularea curentului armonic în conductoare cilindrice drepte de secţiuni cu variaţie discontinuă.

Se studiază trecerea curentului armonic prin contacte cilindrice masive, perfecte, folosind modelul aducţiei printr-un fir subţire, prin care densitatea de curent este uniformă. Se calculează rezistenţa în alternativ şi factorul în alternativ, la frecvenţa industrială.

C. V. Bălă şi *S. St. Gheţaru*. Cîmpul magnetic alternativ tangenţial în mediul feromagnetic.

Se prezintă metoda de studiu a fenomenului pătrunderii cîmpului magnetic tangenţial în mediul feromagnetic semiinfinit, considerîndu-se caracteristica de magnetizare reală şi dependenţa adîncimii de pătrundere de variaţia rezistivităţii cu temperatura. Ecuaţiile cu derivate parţiale ale cîmpului electromagnetic şi ale difuziei căldurii se substituie prin ecuaţii cu diferenţe finite, a căror rezolvare este posibilă cu ajutorul calculatoarelor analogice neliniare.

În lucrare se expun rezultatele obţinute în cercetarea cîmpului magnetic în regim staţionar şi tranzitoriu în miezul feromagnetic semiinfinit.

E. Arie şi *M. Pomîrleanu*. Căi de evaluare a performanţelor reglajului automat frecvenţă-putere în sisteme electroenergetice.

Se prezintă modul de deducere şi de modelare a unor perturbaţii echivalente variaţiilor reale ale sarcinilor, aplicabile în studiul sistemelor de reglare automată frecvenţă-putere.

Pe baza unui studiu analogic comparativ se propune un criteriu integral de calitate a reglajului, care reflectă atît performanţele sistemului de reglaj automat, cît şi eforturile impuse centralelor reglante.

V. M. Popov. Stabilitatea sistemelor automate cu parametrii variabili în timp.

Se generalizează o serie de rezultate obţinute anterior în problema hiperstabilităţii sistemelor automate cu partea liniară constantă.

C. Haiduc. Particularităţi ale calculului termic al reactoarelor fierbătoare cu supraîncălzire nucleară a aburului.

În lucrare se tratează problemele specifice calculului termic al reactoarelor fierbătoare cu supraîncălzire nucleară a aburului : repartiţia temperaturilor şi conţinutului de vapori pe lungimea elementelor de combustibil, cum şi a dagajării termice pe lungimea şi raza zonei active a reactorului.

C. A. Vasilescu şi *V. Pimsner*. Studiul termodinamic al funcţionării motorului Diesel supraalimentat la valori mari ale gradului de supraalimentare.

Pe baza unei metode de calcul al ciclului ideal al motorului Diesel, se prezintă modul de variere a parametrilor de stare a fluidului de lucru, cum şi presiunea medie indicată şi randamentul indicat, în funcţie de gradul de supraalimentare, de raportul de compresiune, de coeficientul excesului de aer şi de răcirea intermediară a aerului, trăgîndu-se concluzii asupra motoarelor supraalimentate înalt.

C. A. Vasilescu şi *B. Barbescu*. Efectul gradului de supraalimentare asupra presiunii maxime din camera de ardere principală a motorului Diesel cu anticameră.

Se prezintă experimentări privind modul în care variază presiunea maximă în camera de ardere principală a unui motor Diesel cu anticameră în condiţiile supraalimentării înalte. Se arată că anticamera realizează o frînare a creşterii presiunii maxime în funcţie de creşterea presiunii de supraalimentare. Deşi arderea se prelungeşte, consumul specific efectiv de combustibil este afectat în mică măsură.

V. Pimsner şi *C. A. Vasilescu*. Asupra unei metode de răcire a paletelor turbinei cu gaze.

Lucrarea analizează performanţele unei metode de răcire a paletelor fixe şi mobile ale turbinei cu gaze, compusă din răcirea peliculară a paletelor fixe şi răcirea prin pulverizarea lichidului pe paletele mobile. După ce constată că regimul necesar de temperaturi al paletelor mobile poate fi realizat, se analizează posibilitatea satisfacerii condiţiilor impuse de către metoda de răcire a paletelor fixe. În acest scop se stabileşte corelaţia dintre înălţimea peliculei — elementul principal de caracterizare a regimului curgerii — şi parametrii procesului, ca şi metoda de determinare directă a coeficientului transferului de căldură, scoţîndu-se în relief relaţiile ce trebuie determinate experimental pentru rezolvarea tehnică a problemei studiate.

D. Grecov, I. Iordache şi *E. Guţu*. Stabilitatea flăcărilor difuzive în jeturi de combustibil gazos.

Modelul fizic adoptat şi condiţiile de echilibru impuse pentru stabilitatea flăcării permit obţinerea unor relaţii de calcul al vitezei de rupere şi de desprindere a flăcării, cum şi a lungimii de desprindere a acesteia.

Experimentările efectuate pentru gaz metan au scos în evidenţă influenţa diametrului ajutajului şi a vitezei iniţiale a jetului de gaz asupra parametrilor de stabilitate ai flăcării difuziv turbulente.

I. Carabogdan. Timpul de ardere a particulei de combustibil solid şi influenţa factorului geometric.

Pornind de la ecuaţia generală a fluxului unui anumit tip de moleculă prin difuzie, sînt deduse relaţiile teoretice ale timpului necesar arderii materiilor volatile şi ale reziduului carbonos în cazul unei particule de combustibil solid, cum şi dependenţa timpului de ardere de caracteristica geometrică a fracţiei granulometrice. Se dă o metodă de calcul al diametrului mediu corectat, care să ţină seamă atît de abaterea formei particulei de la sferă, cît şi de răspîndirea particulelor în limitele fracţiei granulometrice studiate.

Atît arderea materiilor volatile, cît şi arderea reziduului carbonos se desfăşoară în domeniul difuzional; rezultatele experimentale confirmă ipotezele teoretice pe baza cărora s-a demonstrat că timpul de ardere este proporţional cu pătratul caracteristicii geometrice a particulei respective.

I. Nistor, I. Hristescu şi *M. Rosenberg*. Reducerea conţinutului de sulf din cocsul de fluidizare (faza laborator).

Se prezintă încercările de reducere a conţinutului de sulf din cocsul de fluidizare, executate într-o instalaţie de fluidizare discontinuă de laborator, folosindu-se drept agent un amestec de abur-aer.

În intervalul de temperatură la 650—750°C şi cu un conţinut de minimum 70% abur în agentul de fluidizare, se îndepărtează circa 30% din conţinutul total de sulf din cocsul de fluidizare obţinut din cărbune PALV.

A. Morse, **Servomecanisme hidraulice** (Electrohydraulicservomechanism). New-York, Mc. Graw Hill,1963, 238 pag,

Lucrarea tratează o gamă variată de probleme privind construcţia, proiectarea şi încercarea elementelor fundamentale ale sistemelor hidraulice cu comandă electrică, care se bucură de o largă răspîndire în tehnica modernă datorită avantajelor pe care le prezintă (domeniu mare de reglare, putere specifică ridicată, gabarit redus pe unitatea de greutate etc.). Este compusă din 12 capitole.

În primul capitol se examinează bazele hidrodinamice ale curgerii fluidelor prin fante de laminare, cu precizarea relaţiilor de calcul al debitului de fluid. De asemenea, se prezintă sertarele distribuitoare cu trei şi patru căi şi dependenţa caracteristicilor sertarelor de comandă faţă de regimul de încărcare, în final fiind abordate pe scurt supapele de comandă cu o singură treaptă.

În capitolul următor sînt descrise transformatoarele electromecanice şi amplificatoarele hidraulice cu un singur etaj. Cu acest prilej se evidenţiază unele particularităţi constructive ale acestor elemente de comandă şi caracteristicile bobinajelor. Amplificatoarele hidraulice luate în considerare sînt cele de tip ajutaj-clapetă şi cu tub de injecţie. Problemele sînt reluate într-un alt capitol, în care se studiază caracteristicile statice şi dinamice ale amplificatoarelor hidraulice cu două etaje şi metodele de stabilizare.

În continuare se trece la instalaţiile hidraulice de execuţie: cilindri hidraulici de forţă, motoare hidraulice cu mişcare alternativă de translaţie şi de rotaţie. Legat de acestea se ia în discuţie eficienţa etanşărilor fixe şi mobile.

Un interes major îl suscită capitolul consacrat mecanismelor hidraulice de conducere. În acest sens se examinează schemele cinematice ale principalelor mecanisme cu reacţiune mecanică şi electrică, ca şi ale traductoarelor de reacţiune (potenţiometre, tahogeneratoare etc.). Reţine atenţia, în mod deosebit, studiul original al reacţiunii prin presiune şi debit.

Alte obiective ale lucrării sînt constituite de amplificatoarele electronice utilizate la sistemele hidraulice. De asemenea, în cadrul a trei capitole, se dau elemente de proiectare şi analiză a sistemelor hidraulice de ghidaj, o mare pondere avînd sistemele cu comandă după viteză şi cu modulaţia duratei impulsurilor. Din cuprins se remarcă şi problemele referitoare la fluidul de lucru, de exemplu impurificarea cu particule mecanice.

Ultimul capitol al lucrării prezintă principalele metode de determinare experimentală a caracteristicilor sistemelor hidraulice şi ale elementelor lor.

Lucrarea oferă cunoştinţe utile pentru cadrele tehnico-inginereşti în domeniul acţionărilor hidraulice, conţinutul său fiind axat, în mare măsură, pe experienţa practică acumulată de autor şi întregit printr-un bogat şi corespunzător material grafic.

Automatizarea şi mecanizarea proceselor galvanice (Avtomatizaţia i mehanizaţiia galvaniceskih proţessov). Sub redacţia: L. N. Birkgan; V. M. Ghevorkian; M. S. Garben şi N. V. Rumianţeva. Moscova, Maşghiz, 1965, 345 pag., 138 fig.

Lucrarea prezintă stadiul actual şi perspectivele de dezvoltare a automatizării şi mecanizării procedeelor de acoperire galvanică, fiind alcătuită din şapte secţiuni.

Prima secţiune are un caracter introductiv şi cuprinde consideraţii generale asupra mecanizării proceselor galvanice.

Secţiunea a doua, compusă din două capitole, tratează despre pregătirea suprafeţelor şi finisarea acoperirii. Referitor la mecanizarea complexă a procedeelor mecanice de pregătire a suprafeţelor (capitolul I) se examinează, iniţial, tehnologia de rectificare şi polizare decorativă, cu enumerarea caracteristicilor sculelor aferente. În continuare se studiază prelucrarea pieselor în tobe, insistîndu-se asupra tipurilor constructive speciale, cum sînt tobele hidroabrazive, vibratoare, centrifuge etc. După descrierea altor instalaţii cu un grad complex de mecanizare, o pondere mare avînd cele de sablare, se trece la utilajele automatizate, dintre care cităm, ca reprezentative, utilajele de prelucrare prin deformare plastică şi instalaţia pentru polizare electrolitică. Legat de acest ultim aspect, capitolul II se ocupă de automatizarea proceselor chimice şi electrochimice de pregătire a suprafeţelor.

Formată tot din două capitole, secţiunea a treia este dedicată utilizării ultrasunetelor în procesele galvanice.Capitolul III subliniază posibilitatea de intensificare a acestor procese prin aplicarea ultrasunetelor, prezentînd construcţia şi caracteristicile tehnice ale generatoarelor respective. De asemenea, în capitol se elaborează tehnologia de curăţare şi decapare a suprafeţelor, de îndepărtare a ţundărului şi de acoperire galvanică în cîmp ultrasonic. Ca o extindere a materialului anterior, capitolul IV tratează regimurile ultrasonice de lucru pentru diferite metode de protecţie superficială : nichelare, arămire, cadmiere, cositorire şi zincare.

Secţiunea a patra (cinci capitole) are ca obiect automatizarea reglării regimurilor de lucru ale proceselor galvanice. Instalaţiile de reglare automată sînt descrise în capitolul V, în primul rînd cele pentru densitatea de curent, apoi cele pentru controlul grosimii şi vitezei de depunere a acoperirii şi al nivelului electrolitului, pentru inversarea curentului etc. Problemele sînt reluate în capitolul VI, cu referire la temperatura, densitatea de curent şi timpul de acoperire în băile galvanice ; capitolele VII-IX prezintă construcţia, funcţionarea şi caracteristicile unor automate speciale, ca, de exemplu, dispozitivul electronic PURP-1.

În capitolele X—XIII, care constituie secţiunea a cincea se expun probleme similare privind automatizarea utilajului pentru acoperiri superficiale. Reţinem din cuprins automatele cu comandă program pentru zincarea pieselor cu gabarit redus şi pentru cromarea unor produse ale uzinei „Kalibr".

Secţiunea a şasea examinează automatizarea proceselor electrochimice şi conţine trei capitole. Capitolul XIV este consacrat aparaturii pentru cromare cu curent de polaritate variabilă, procedeu nou care are avantajul că nu necesită rodare ulterioară ; capitolul XV descrie instalaţia pe bandă pentru eloxarea sîrmelor de aluminiu, construită în R.F.G., iar capitolul XVI— automatul pentru polizarea electrică fără contact al sîrmelor şi benzilor— realizată la uzina de cabluri din Leningrad.

Secţiunea a şaptea se referă la dispozitivele pentru controlul acoperirii, prezentate în două capitole. Obiectivele principale urmărite sînt grosimea şi proprietăţile electrice ale acoperirilor.

Lucrarea oferă un material bogat privind utilajul şi procedeele moderne de acoperiri de protecţie, atît sovietice, cît şi de altă provenienţă. Ca atare, este utilă cadrelor tehnico-inginereşti, care lucrează în domeniul galvanoplastiei şi în sectoarele sau institutele de proiectări.

Cronică

Cea de-a V-a Conferinţă de sudură şi încercări de metale

În zilele de 27—30 octombrie 1965 a avut loc la Timişoara cea de-a V-a Conferinţă de sudură şi încercări de metale, organizată de Baza de cercetări ştiinţifice - Timişoara a Academiei Republicii Socialiste România, în colaborare cu institutul politehnic Timişoara, cu sprijinul ministerelor interesate.

La lucrările consfătuirii au participat, pe lîngă 500 delegaţi din ţară — reprezentanţi ai Academiei Republicii Socialiste România, ai ministerelor interesate (Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, Ministerul Industriei Metalurgice, Ministerul Industriei Chimice, Ministerul Industriei Petrolului, Ministerul Minelor, Ministerul Energiei Electrice, Ministerul Învăţămîntului), ai Direcţiei Generale de Metrologie, Standarde şi Invenţii, ai Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, ai uzinelor şi întreprinderilor — şi 56 delegaţi străini reprezentînd 13 ţări, printre care *Ugo Guerrera* (Italia), *L. R. Hrenov* (U.R.S.S.), *Friederick Eisenkolb* (R.D.G.), *Henri* de *Leiris* (Franţa) şi *Henri Taylor* (Anglia).

Această consfătuire a avut drept scop prezentarea şi discutarea celor mai însemnate lucrări de cercetări şi a celor mai importante realizări din domeniul sudării şi a încercărilor de metale, obţinute în ultimii ani în ţară, precum şi realizarea unui schimb de experienţă între specialiştii noştri şi oamenii de ştiinţă străini, privind metodele de cercetare, tehnologia şi utilajele folosite în aceste domenii.

Referatele prezentate au contribuit prin conţinutul şi nivelul lor la atingerea acestui scop, după cum rezultă din discuţiile care au avut loc.

În total au fost prezentate 174 comunicări, dintre care 93 în Secţia I — Sudură şi 81 în Secţia II — Încercări de metale.

Dintre acestea, un număr de 48 comunicări (20 de sudură şi 28 de încercări de metale) au fost prezentate de oaspeţii de peste hotare,

S-a remarcat faptul că o serie de cadre tinere, cu o activitate de numai cîţiva ani, au prezentat comunicări interesante (circa 30) şi că numărul tinerilor colaboratori este relativ mare.

În cadrul şedinţei festive de deschidere prezidată de acad. *C. Drăgulescu*, directorul Bazei de cercetări ştiinţifice-Timişoara s-au prezentat un referat privind activitatea acad. *C. Micloşi* în promovarea ştiinţei şi tehnicii româneşti (acad. *St. Nădăşan*) şi o informare despre activitatea Comisiei de sudură a Academiei Republicii Socialiste România (ing. *M. Năstase*). Au luat cuvîntul pentru a saluta conferinţa prof. *C. Avram*, membru corespondent al Academiei, rectorul Institutului politehnic Timişoara, ing. *C. Chiriţă*, directorul I.C.T.C.M., prof. de *V. Guerrera* (Italia) şi acad. *R. K. Hrenov* (U.R.S.S.).

La sfîrşitul şedinţei s-a dezvelit bustul acad. *C. Micloşi.*

Cea mai mare parte din lucrările prezentate în cadrul conferinţei au fost remarcate de către participanţii din ţară şi străinătate. Printre acestea se pot cita cîteva exemple :

Secţia I — Sudură

Subsecţia procese termice şi metalurgice ale sudării

Micloşi, V. : Alegerea şi încercarea oţelurilor pentru construcţii sudate, din punctul de vedere al sudabilităţii.

Million, A. : Determinarea conţinutului de hidrogen al metalului depus cu electrozi de sudură.

Radu, D., *Cioctrlie, Gh.* şi *Cartis* : Cercetări asupra tehnologiei de sudare a oţelurilor termorezistente, cu electrozi indigeni.

Sălăgean, T., *Selmereanu, H.* şi *Moga, S.* : Comportarea la sudare a şinelor cu conţinut ridicat de carbon.

Subsecţia surse energetice, utilaje şi instalaţii pentru sudare

Popovici, Vl. şi *Kallender, A.* : Cercetări privind soluţia optimă a mecanizării pregătirii rosturilor la lonjeroanele locomotivei Diesel-electrice.

Schegerin, O. : Aplicaţiile studiului tehnico-economic în funcţie de natura curentului la sudarea manuală pentru condiţiile din ţară.

Vas, A. şi *Popovici, D.* : Cercetări privind tăierea cu jet de plasmă.

Subsecţia aplicaţii ale sudării

Mateescu, D. : Construcţia sudată a cupolei pavilionului expoziţiei economiei naţionale.

Rudniţki, B. şi *Ionescu, P.* : Construirea rezervoarelor sudate prin metoda rulării.

Subsecţia încărcarea şi repararea prin sudare

Contor, M. : Placarea prin încărcare cu cupru a butucilor pentru hidroagregate de 11,5 şi 22,5 MW.

Hrelescu, M., *Vaş, A.*, *Lipovan, L.* şi *Băr, Fr.* : Cercetări privind rezistenţa faţă de distrugerea prin cavitaţie a unor oţeluri obţinute prin aliere în arcul electric.

Secţia II — Încercări de metale

Subsecţia fluaj — plasticitate

Constantinescu, A. : Consideraţii privind valorificarea practică a rezultatelor încercărilor de fluaj ale oţelurilor folosite în condiţii de solicitare la temperaturi ridicate.

Hajdu, I. şi *Pavel, A.* : O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj corespunzătoare unei durate de 500 ore pe baza încercărilor de 50 ore.

Subsecţia fragilitate

Safta, V. şi *Bernath, Al.* : Un nou criteriu pentru caracterizarea comportării tenaco-fragile a metalelor.

Ghizdavu, V. şi *Năncul escu, N.* : Cercetări asupra rezistenţei unor metale ambutisate prin explozie.

Subsecţia rezistenţa sudurilor

Mateescu, D. şi *Gădeanu, L.* : Studiul teoretic şi experimental al unei îmbinări sudate prin suprapunere executată cu o cusătură unilaterală, solicitată la întindere.

Manolache, M. : Efectele coroziunii asupra tablelor sudate din oţel pentru construcţii navale.

Subsecţia teorii de rezistenţă

Acad. *Nădăşan, St.* şi *Safta. V.* : Contribuţii la determinarea lucrului mecanic specific de rupere la încercarea de tracţiune statică.

Subsecţia defectoscopie

Forje, A., *Creţu, L.*, *Scripcaru, T.* şi *Lucinescu, D.* : Folosirea efectelor de solarizare şi stereografie în radiografierea cu mare putere rezolutivă.

Subsecţia metrologia în încercări de metale

Raţiu, M. şi *Prexel, R.* : Introducerea reglementării ciclului de încercare la determinarea durităţii Rockwell.

Raţiu, M. şi *Fîntînaru, I.* : Consideraţii asupra finisării pulsatoarelor hidraulice de încercat la oboseală.

Subsecţia oboseala metalelor

Iliescu, Gh. : O nouă metodă de determinare a rezistenţei la oboseală a oţelurilor carbon bazată pe măsurarea viscozităţii magnetice.

Acad. *Nădăşan, St.* şi *Bernath, Al.* : Consideraţii asupra bazelor de proiectare în construcţia de maşini.

Subsecţia tensometrie

Teodorescu, M. şi *Roşu, M.* : Dispozitiv colector pentru măsurarea momentelor de torsiune prin tensometrie electrică pe piese de rotaţie.

Ghiman, L. : Cercetarea proceselor dinamice în sistemul de manevră a instalaţiei de foraj prin intermediul electromodelării pasive.

În cadrul şedinţei festive de închidere a celei de-a V-a Consfătuiri de sudură au luat cuvîntul ing. *H. Ziethe*, şeful delegaţiei R.D.G. şi *K. Meyer*, după care acad. *Nădăşan St.* a prezentat concluziile conferinţei, arătînd în principal că :

1. Dezvoltarea actuală a economiei noastre ridică probleme complexe a căror rezolvare la nivelul tehnic cerut astăzi necesită o muncă plină de răspundere a specialiştilor noştri în cadrul unei largi colaborări interne şi internaţionale, simultan cu perfecţionarea şi profilarea continuă a cadrelor şi laboratoarelor noastre.

2. În ţara noastră pregătirea cadrelor de sudori a fost asigurată şi prin activitatea depusă la primele patru consfătuiri anterioare, ca şi prin recentele materiale elaborate de Comisia de sudură a Academiei Republicii Socialiste România şi este în continuă perfecţionare. Experienţa a arătat că şi în domeniul încercărilor de metale este necesar să se pregătească specialişti de toate nivelele.

3. Problemele concrete ale dezvoltării economiei noastre socialiste cer cercetări în domeniul oţelurilor de mare rezistenţă, al oţelurilor aliate, al aluminiului şi aliajelor sale, al altor metale şi aliaje metalice, precum şi al materialelor sintetice. Pentru elaborarea acestora la un nivel calitativ superior, necesită control şi încercări din ce în ce mai complexe, iar sudarea şi tăierea lor cer materiale noi, utilaje şi procedee intensive, cum şi tehnologii adecvate.

4. O deosebită importanţă o are încărcarea prin sudare atît pentru scopul de a mări durata de exploatare a utilajelor, cît şi pentru a repara piesele uzate. Printre procedeele de reducere a uzurii trebuie dezvoltate cît mai mult metalizarea şi acoperirea cu materiale sintetice. Rezolvarea sistematică a acestei probleme, pe tipuri de solicitări şi de piese, este o sarcină actuală cu efecte economice considerabile.

5. Dezvoltarea colaborării interne şi internaţionale ar fi mult ajutată de existenţa unei reviste de specialitate.

În afara lucrărilor pe secţii şi subsecţii, în cadrul celei de-a V-a Conferinţă de sudură şi încercări de metale au mai avut loc o conferinţă de presă, vizitarea laboratoarelor de sudură şi încercări de metale a Bazei Institutului politehnic Timişoara, o după-amiază de filme tehnice, o expoziţie de publicaţii tehnice de specialitate la care au participat : Editura Academiei Republicii Socialiste România, Editura tehnică şi Editura didactică şi pedagogică.

După terminarea conferinţei, s-a organizat o excursie de trei zile cu vizitarea şantierului de la Porţile de Fier, Uzinei „Electroputere"-Craiova, Uzinei de aluminiu-Slatina şi a unor obiective cultural-turistice.

Importanţa celei de-a V-a Consfătuiri de sudură constă în aceea că :

— a prilejuit o amplă trecere în revistă a realizărilor din ţara noastră în ultimii trei ani ;

— a fost cadrul unei profunde dezbateri a problemelor fundamentale din domeniile abordate, desprinzîndu-se totodată liniile generale ale preocupărilor viitoare ;

— a dat posibilitatea unor largi confruntări cu specialiştii remarcabili de peste hotare, cu care ocazie oaspeţii au luat cunoştinţă — în unele cazuri cu plăcută surprindere — de nivelul ştiinţei şi tehnicii româneşti în domeniul sudurii şi încercărilor de metale ;

— s-a relevat din nou importanţa unei reviste de sudură în care să apară realizările specialiştilor din ţară şi care să fie unul dintre factorii activi ai colaborării interne şi internaţionale ;

— a fost locul în care s-au stabilit numeroase contacte personale importante pentru viitoarele colaborări între cercetători şi specialişti din producţie, între oaspeţii români şi de peste hotare.

Sesiunea ştiinţifică republicană: construcţia, fabricarea şi exploatarea autovehiculelor

Între 16 şi 18 decembrie 1965 a avut loc sesiunea ştiinţifică cu caracter republican consacrată problemelor de construcţie, fabricare şi exploatare a autovehiculelor. Sesiunea a fost iniţiată de Ministerul Învăţămîntului şi a fost organizată la Braşov de către Institutul politehnic din localitate.

După cuvîntul de deschidere rostit de prof. dr. ing. V. Hoffmann, rectorul Institutului politehnic Braşov şi saluturile reprezentanţilor Comitetului regional P.C.R. şi ale unor ministere, s-a prezentat referatul general despre „Rolul teoriei proceselor tehnologice în determinarea progresului tehnico-economic în industrie", de conf. ing. *C. Wanyorek.* După aceasta, lucrările sesiunii s-au desfăşurat în patru secţii : Secţia de motoare a dezbătut 17 lucrări : „Studii privind îmbunătăţirea procesului de formare a amestecului de ardere în motoarele cu injecţie directă", de dr. ing. *C. Manea*, ing. *Gh. Dănilă* şi ing. *Fl. Papuc* de la Academia Militară Generală ; „Influenţa regimului de unde din colectorul de admisie asupra performanţei motorului cu aprindere prin scînteie", de prof. ing. *C. Aramă*, prof. ing. *G. Bărănescu*, ing. *N. Apostolescu*, ing. *Gh. Cazan*, conf. ing. *Tr. Dudaş*, conf. dr. ing. *B. Grünwald*, ing. *R. Maniţiu*, ing. *A. Manole*, ing. *D. Taraza* şi ing. *Gh. Zătreanu* ; „Cicluri parcurse cu viteză finită", de prof. ing. *L. Stoicescu* şi ing. *S. Petrescu* ; „Aplicaţiile similitudinii la calculul procesului de injecţie", de prof. dr. ing. *E. Gaiginschi*, conf. dr. ing. *M. Zugrăvel* şi ing. *M. Popescu* ; „Cercetări experimentale pe modele asupra motoarelor în doi timpi", de ing. *M. Guttmann* ; „Cercetări privitoare la aplicarea similitudinii la studiul camerelor de ardere în regim permanent, de ing. *D. Ursescu* ; „Proprietăţile comune ale centrelor termodinamice aparţinînd ciclurilor teoretice fundamentale şi relaţia de legătură dintre parametrii acestor centre", de prof. dr. ing. *E. Gaiginschi*, ing. *M. Guttmann*, ing. *M. Popescu* ; „Turbina diferenţială cu gaze ca mijloc de antrenare în autotracţiune", de prof. ing. *R. Mărdărescu* ; „Supraalimentarea motorului D—103", de ing. *T. Budu*, ing. *D. Abăilăncei*, ing. *T. Naghi*, ing. *J. Ciubotaru*, asist. *F. Tănase* şi ing. *C. Sălăjan* ; „Influenţa unor factori asupra procesului de injecţie la motorul D—103", de ing. *N. Băţoagă* ; „Aspecte ale solicitărilor dinamice ale mecanismului de distribuţie al motorului SR—211 :', de ing. *C. Ivăneanu* şi ing. *I. Tarţa* ; „Metode pentru determinarea profilelor camelor arborelui cu came la motoarele cu ardere internă şi metode de calcul ale reproducătoarelor pentru executarea acestor came”, de ing. *W. Leonhardt*; ,,Contribuţii la studiul experimental al diagramei presiunii radiale a segmenţilor la motoare cu ardere internă”, de prof. ing. *C. Ghiulai* şi ing. *Gh. Cazan*; ,,Contribuţii la studiul experimental al comportării motorinelor uşoare în motorul Diesel”, de ing. *S. Faur*; ,,Dependenţa temperaturii pereţilor antecamerei motoarelor Diesel de calitatea proceselor de ardere, de conf. dr. ing. *H. Năstase* şi ing. *N. Blezu*; ,,Influenţa condiţiilor exterioare asupra consumului de combustibil la motorul SR-211”, de conf. dr. ing. *C. A. Vasilescu*, ing. *I. Ştefan* şi ing. *N. Stoica*; ,,Influenţa geometriei ştiftului acului pulverizatorului asupra procesului de injecţie”, de ing. *L. Teodorescu.*

În secţia de autovehicule au fost susţinute 13 lucrări. ,,Tipizarea, factor important în construcţia de autocamioane”, de ing. *P. Petrescu*; ,,Determinarea experimentală a momentului de inerţie a transmisiei tractoarelor pe roţi şi a automobilelor”, de ing. *E. Ionescu*, ing. *St. Năstăsoiu* şi ing. *S. Popescu*; ,,Asupra frînării automobilelor pe transmisie”, de ing. *A. Stoicescu*: ,,Studiul capacităţii de frînare a automobilului echipat cu servofrînă hidraulică”, de conf. dr. ing. *M. Untaru*, ing. *V. Cîmpeanu*, şi ing. *N. Seitz*; ,,Determinarea experimentală a încărcărilor dinamice ale roţilor autocamioanelor cu două şi trei osii”, de ing. *M. Gorianu*; ,,Metode şi utilaje moderne pentru asigurarea securităţii în exploatare a autovehiculelor, de ing. *Al. Groza*, ing. *D. Gheorghe*, ing. *I. Hedeşiu* şi ing. *E. Negruş*; ,,Aplicaţiile ciberneticii în formarea sterotipului dinamic la conducătorii auto”, de ing. *Fr. Mühsam*, ing. *H. K. Engbert* şi ing. *I. Cristea*; ,,Perspectivele utilizării turbinelor cu gaze în transporturile rutiere”, de prof. ing. *B. Popa*, ing. *C. Silaşi* şi ing. *T. Carpiuc*; ,,Cercetări asupra stării termice a amortizoarelor telescopice auto”, de prof. dr. ing. *V. Hoffmann*, ing. *I. Drăghici* şi dr. ing. *N. Veştemeanu*; ,,Posibilităţi de utilizare a unui motor dat la diferite construcţii de automobile”, de ing. *Gh. Trică*; ,,Probleme şi posibilităţi în tipizarea şi unificarea autobuzelor destinate a acoperi necesităţile Republicii Socialiste România”, de ing. *I. Buiu*; ,,Unele probleme cu privire la atenuarea zgomotelor produse de autobuzele TV”, de ing. *Al. Isdrail*, ,,Rezultate ale cercetărilor privind amortizoarele telescopice auto”, de ing. *I. Drăghici*, ing. *A. Jula* şi ing. *P. Alexandru.*

Secţia de combustibili, lubrifianţi, echipamente auto şi materiale a dezbătut 12 lucrări.

,,Geamuri de siguranţă pentru construcţia autovehiculelor”, de ing. *I. Munteanu*; Asupra utilizării standardului Research la stabilirea cifrei octanice a benzinelor din Republica Socialistă România”, de conf. dr. ing. *I. Ştefan*, ing. *I. Ştefan* şi ing. *N. Stoica*; ,,Unele probleme privind formarea calaminei din benzinele româneşti”, de prof. ing. *N. Popa*, ing. *C. Silaşi* şi ing. *T. Carpiuc*; ,,Construcţii noi de filtre de benzină, aer şi ulei utilizate la motoarele de automobile”, de ing. *G. Schenker* şi ing. *H. Farsch*; ,,Unificarea aparaturii de injecţie şi reglare a motorului D—105 pentru tractorul D—1300”, de ing. *I. Găgenel*; ,,Tendinţe noi în construcţia echipamentului electric pentru autovehicule”, de ing. *Gh. Postelnicu* şi ing. *S. Cîrsteanu*; ,,Noi metode de apreciere a calităţii lubrifianţilor pentru motoare”, de dr. ing. *T. Săndulescu*; ,,Comportarea ca lubrifiant a bisulfurii de molibden obţinută în Republica Socialistă România, la rodajul motoarelor cu reparaţii capitale SR—101, GAZ—51 şi IMS—59”, de ing. *N. Didu*, ing. *V. Dumitrescu* şi ing. *N. Tecuşan*; ,,Cercetări privind îmbunătăţirea echipamentului electric pe tractor”, de ing. *I. Barbu*; ,,Tendinţe şi limitări la utilizarea dispozitivelor semiconductoare în echipamentul electric auto”, de ing. *I. Mărgineanu* şi ing. *R. Vartic*; ,,Asupra utilizării generatoarelor de curent alternativ pe autovehicule”, de ing. *V. Raicu* şi ing. *A. Crăciunescu*; ,,Aparate moderne pentru controlul şi reglarea echipamentului electric al automobilelor”, de ing. *I. Cohiţă.*

În secţia de fabricaţie şi întreţinere a autovehiculelor s-au susţinut 13 comunicări.

,,Consideraţii tehnico-economice în legătură cu oţelurile de calitate şi speciale folosite în construcţia de autovehicule”, de prof. ing. *Al. Rău*; ,,Consideraţii asupra procesului de carbonitrurare şi posibilităţi de aplicare în industria constructoare de autovehicule”, de ing. *Al. Teodorescu*; ,,Contribuţii la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de autotractoare”, de prof. dr. ing. *S. Crişan*, ing. *Gh. Rusan* şi ing. *H. Ivan*; ,,Ridicarea calităţii rulmenţilor prin superfinisarea căilor de rulare ale inelelor de rulmenţi”, de prof. dr . ing. *S. Crişan* şi ing. *Gh. Secară*; ,,O nouă metodă de funcţionare a formelor de turnare pentru arbori cotiţi în spaţiu, în lumina competiţiei dintre tehnologia de turnare şi cea de forjare”, de conf. ing. C. *Wanyorek*; ,,Studiul preciziei dimensionale şi geometrice la prelucrarea cămăşilor de cilindri ai motorului de tractor”, de conf. dr. ing. *G. Drăghici*, ing. *L. Popescu* şi ing. *D. Holanda*; ,,Asupra factorilor care influenţează deformarea cămăşilor de cilindru la montajul în bloc”, de ing. *G. Schenker* şi ing. *I. Tarţa*; ,,Aparat pentru determinarea capacităţii de ambutisare a tablelor subţiri”, de prof. ing. *I. Stănescu*, ing. *C. Iliescu* şi ing. *A. Pîrvulescu*; ,,Contribuţii la determinarea razei de îndoire optime la prelucrarea tablelor”, de ing. *C. Iliescu* şi ing. *I. Tureac*; ,,Principii moderne de proiectare a ştanţelor pentru ambutisarea tablelor subţiri de caroserii”, de ing. *V. Bleoca*; ,,Executarea reviziei tehnice a autocamionului SR—101 pe bandă mecanizată”, de ing. *Al. Groza*, ing. *M. Ghiulai*, ing. *D. Gheorghe*, ing. *I. Ghiţă* şi ing. *M. Vartaloş*; ,,Contribuţii la prelucrarea electrolitică a pieselor din materiale greu aşchiabile, de prof. dr. ing. *S. Crişan*, ing. *M. Ivan* şi ing. *Gh. Rusan*; ,,Precizia roţilor dinţate generate de o cremalieră generatoare”, de ing. *T. Vasu.*

La şedinţa de închidere a sesiunii, prof. dr. ing. *S. Crişan*, preşedintele comitetului de organizare, a subliniat nivelul corespunzător al comunicărilor, precum şi valoarea şi numărul mare al discuţiilor purtate.

Expoziţia de reactivi şi preparate chimice sovietice

Între 10 şi 19 decembrie 1965 a avut loc la Bucureşti expoziţia de reactivi şi preparate chimice sovietice, organizată de Intreprinderea unională de import şi export a produselor chimice Soiuzhimexport, împreună cu Întreprinderea unională de producţie şi desfacere a reactivilor şi preparatelor chimice Soiuzglavreactiv, pentru a face cunoscut specialiştilor români nomenclatura, sortimentele şi posibilităţile de export ale întreprinderii unionale Soiuzhimexport în domeniul reactivilor şi preparatelor chimice.

În standurile expoziţiei au fost prezentate circa 1 500 exponate, reprezentînd doar cele mai caracteristice mostre din diferite grupe de reactivi şi preparate chimice.

Astfel, în sectorul industriei chimice, cel mai mare sector al expoziţiei, sînt prezentaţi reactivii specifici pe cationi, anioni şi grupe funcţionale ; indicatori şi hîrtie de indicatoare ; complexoni ; reactivi pentru analiza luminiscentă, materii prime tehnologic pure.

În sectorul agricultură sînt prezentaţi reactivi, truse şi aparate care uşurează munca specialiştilor din agricultură, permiţînd analiza necesară chiar pe cîmp ; printre acestea se citează :

laboratorul de cîmp al lui Magniţki pentru analiza sevei din plante, aparatul pentru determinarea potasiului în solurile podzolice înţelenite, aparatul pentru determinarea acidului fosforic prin metoda Kirsanov, aparatul pentru determinarea acidităţii solului după metoda Celianovski.

În standul industriei metalurgice sînt prezentate elemente rare şi dispersate şi compuşii lor, folosite ca oxidanţi, ca adaosuri în aliajele pentru înnobilarea fontei, a oţelului, în aliajele neferoase, la prepararea aliajelor piroforice şi magnetice.

În standurile electrotehnicii şi radioelectronicii sînt prezentaţi scintilatorii şi luminoforii, substanţe deosebit de pure şi elemente rare.

În sectorul industriei miniere sînt prezentate lichide grele şi de imersie, folosite

Pentru separarea mineralelor după greutatea lor specifică şi pentru determinarea optică a mineralelor.

În sectorul rezervat industriei uşoare sînt prezentaţi reactivii folosiţi în industriile alimentare, textilă, de sticlărie şi în cinematografie.

În standul industriei petroliere sînt prezentaţi luminiscenţi, complexoni, indicatori, silicageluri, cărbuni activi, zeoliţi, diferiţi solvenţi organici şi agenţi de extracţie.

Un stand este rezervat reactivilor de uz general în laborator şi noilor ambalaje ale reactivilor.

De asemenea, au fost expuşi reactivii de laborator folosiţi în medicină, cum şi truse speciale pentru diferite analize medicale.

Aprecierile elogioase ale specialiştilor din diferite domenii, care au vizitat expoziţia, au fost unanime.

Tendinţe moderne în construcţia maşinilor-unelte pentru aşchierea metalelor, prezentate la expoziţia de la Bruxelles din septembrie 1965

În perioada 3—12 septembrie 1965 a avut loc la Bruxelles cea de-a 9-a Expoziţie europeană de maşini-unelte a ţărilor membre ale Comitetului european de cooperare a industriei de maşini-unelte, unde au expus producători din 12 ţări ale Europei Occidentale.

Expoziţia a cuprins un număr de 770 firme ale căror produse au ocupat o suprafaţă de 40 000 m^2.

Caracteristica principală a maşinilor o constituie utilizarea pe scară din ce în ce mai largă a sistemelor de comandă după program numeric. Deşi din informaţiile primite a rezultat că vînzările de astfel de maşini sînt reduse în Europa, totuşi părerea unanimă este că în viitorii 4—5 ani, acest sistem va cunoaşte o extindere foarte mare, similară celei actuale din S.U.A.

Reţinerea existentă de utilizare pe scară mai largă a maşinilor cu comandă după program numeric o constituie preţul ridicat al echipamentului electronic.

Au fost echipate cu astfel de sisteme, practic, toate maşinile orizontale de alezat şi frezat, strungurile de copiat, strungurile carusel, maşinile de frezat, maşinile de rectificat etc.

În ceea ce priveşte acţionarea maşinilor-unelte, în general, nu au apărut tendinţe noi. Se menţionează numai introducerea, îndeosebi la maşinile orizontale de alezat şi frezat, integral sau parţial, a acţionării fără trepte, cu motoare de curent continuu, lucru care se justifică prin faptul că la aceste maşini se programează adeseori, pe lîngă poziţionare şi regimul de lucru.

Se continuă sistemul de construcţie a familiilor de maşini bazate pe utilizarea largă a elementelor unificate, şi realizarea a diverse maşini prin derivarea de la o maşină de bază. Totodată se menţionează tendinţa de construcţie a unor maşini-unelte cu specializare restrînsă, derivînd din maşini universale, astfel încît să corespundă cît mai bine cazului concret de utilizare la beneficiar (maşini de rectificat, strunguri, maşini de frezat etc.).

S-au prezentat, ca o concepţie nouă, sistemele de prindere în consolă, în păpuşa fixă a capetelor portsculă la strungurile automate monoax realizate de mai multe firme, cum ar fi MINGANTI, DI PALLO, WARNER SWASEI, MANUHRIN etc.

Utilizarea ghidajelor călite se constată, practic, numai la maşinile mici şi foarte rar la maşinile mijlocii şi mari. În domeniul construcţiei ghidajelor, deşi au apărut firme care livrează ghidaje cu bile sau role, pînă în prezent folosirea acestora este încă foarte restrînsă.

În ce priveşte arhitectura maşinilor-unelte, se constată că majoritatea firmelor au adaptat construcţii cubiste, cu suprafeţe drepte şi racordări cu raze mici, în genul maşinilor orizontale de alezat şi frezat ce se execută la F.M.U.A.B. pe bază de licenţă.

O atenţie deosebită a fost acordată echipării maşinilor-unelte cu diverse accesorii, în multe cazuri după echipare acestea atingînd un înalt grad de specializare (strunguri, maşini de frezat, maşini de rectificat etc.).

În domeniul strungurilor de copiat firma HEYLIGENSTÄDT a prezentat o soluţie modernă la strungul Heycomat, noul strung utilizînd un sistem de înregistrare prin bandă perforată pentru eliminarea integrală a timpului de pregătire ; de asemenea, elementele comenzii numerice formează un sistem de introducere, măsurare şi comparare a programului impus, cu execuţia propriu-zisă.

În cadrul expoziţiei au fost foarte bine reprezentate maşinile de rectificat, fiind caracterizate de o execuţie îngrijită şi de precizie, precum şi de o înaltă productivitate, realizată prin instalaţiile electronice de automatizare, comandă şi control.

Ca noutăţi constructive realizate la maşinile de rectificat se remarcă :

— utilizarea palierelor de aer (firma Churchill-Anglia) ;

— construcţia axului motorului de antrenare comună cu axul pietrei (firma Matra model MF6—rectificare plană) ;

— adaptarea maşinilor de rectificat universal pentru rectificarea profilelor poligonale conjugate (firma Fortuna, tip AFD 450/2 500 AP) ;

— folosirea cuzineţilor de tip Malcus, care asigură funcţionarea fără vibraţii, lipsă de încălzire, uzură şi toleranţă redusă etc. ;

— utilizarea palierelor Filmatic(firma Cincinnati-Olanda), la care, datorită presiunii înalte a jeturilor de ulei, se menţine broşa centrată pe axul său de rotaţie ;

— dispozitiv de echilibrare tip Cincinnati, care permite echilibrarea pietrei în maximum 20 s ;

— corectarea pietrei în mod automat cu ajutorul aparatului Finiform cu program de corectare şi compensare automată (firma Fortuna-R.F.G.) sau utilizarea dispozitivelor Finibalanz, Finiroll sau Finitor-Polygon.

În pavilioanele expoziţiei au fost disproporţional prezentate maşinile-unelte grele, situaţia firmelor expozante fiind pe grupe de maşini ;

— maşini orizontale de alezat şi frezat, 30 firme ;

— strunguri carusel, 3 firme ;

— maşini de frezat longitudinal, 2 firme.

Se apreciază că această situaţie este justificată prin crearea mare de maşini orizontale de alezat şi frezat şi prin lipsa de elemente noi constructive la strungurile carusel şi freze longitudinale.

La tipurile de maşini orizontale de alezat şi frezat prezentate s-a extins construcţia cu montant deplasabil longitudinal şi masă deplasabilă numai transversal (firma Pegard, tip U.11.O.B.C., Scharmann, tip FB 125, Kearns, tip 451 P, Forest, tip P 100).

De asemenea, la acţionarea cutiei de viteze şi a avansurilor se constată introducerea sistemelor de reglaj continuu pe cale electrică, şi anume motoare de curent continuu alimentate prin tiratroane cu siliciu (firma Forest, Cornac).

Se utilizează în măsură importantă cutiile de viteze în trepte, la care schimbarea vitezelor se realizează prin dispozitive electrohidraulice care permit centralizarea comenzilor şi preselectarea turaţiilor (Ceruti, Gilly, Wotan). Pentru suplinirea reglajului continuu, unele firme echipează maşinile orizontale de alezat şi frezat cu un mecanism care permite ca o cutie de viteze în trepte, să funcţioneze practic, ca un variator continuu (Wotan, tip B 110 şi B 130).

În scopul evitării tasării suprafeţelor pe care se montează rulmenţii axului principal, la unele exponate s-a remarcat călirea superficială a suprafeţelor respective (firma Cornac).

În problema rigidizării broşei sau a unor accesorii, în cazul în care se lucrează cu consolă mare, poate fi menţionată soluţia adoptată de firma Gilly la maşina tip AM. Astfel, în păpuşă, sub broşă, se află un braţ culisant de formă prismatică, braţ care se poate deplasa separat sau simultan cu broşa, cu aceleaşi valori.

Ghidarea păpuşii pe montant este, în general, soluţionată pe principiul clasic cu ghidaje prismatice, meritînd atenţie pentru utilizare, sistemul Pegard (pana din spatele ghidajului înclinată la 60°).

Soluţia de ghidare centrală a păpuşii, utilizată de DIXI şi SCHARMANN, a fost extinsă de firmele Kearns şi Collet.

Se remarcă, de asemenea, soluţiile de prindere şi scoatere a pieselor de prelucrat, cu acţionare electrică (Wotan) sau pneumatică (Cornac), ca şi dispozitivele de siguranţă introduse pentru oprirea mişcării de avans înaintea rotirii sculei.

Deoarece unul dintre factorii care influenţează în mare măsură precizia maşinii îl constituie deformaţiile datorită căldurii degajate de mecanismele de transmisie, unele firme au introdus o instalaţie de răcire forţată a uleiului, care menţine o temperatură cu variaţii de ±2° faţă de mediul ambiant (firma Cornac).

În construcţia batiurilor se constată extinderea soluţiei cu 3 ghidaje (Wotan) şi ghidarea laterală cu ajutorul rulmenţilor cu role cilindrice pretensionate, în vederea asigurării unei precizii ridicate (Scharmann, Cornac).

În ceea ce priveşte suprafeţele de glisare ale pieselor mobile, acestea sînt, în general, placate cu bronz sinterizat, textolit placat cu material plastic (ditron) sau textolit impregnat cu grafit.

Soluţii moderne se constată şi în ceea ce priveşte acţionarea comenzilor, a sistemelor de măsură a poziţiei relative a sculei faţă de piesa care se lucrează (aparatul Minor-Magic livrat de firma Karl Zeiss).

În vederea evitării gripajelor şi a uzurii premature, practic, la toate maşinile orizontale de alezat şi frezat expuse, ghidajele de pe batiu şi ale mesei au fost protejate cu telescoape metalice sau cu burduf.

Elementele noi apărute în construcţia strungurilor carusel prezentate sînt:

— introducerea dispozitivelor de copiat şi de limitare a curselor de lucru;

— echiparea cu sistem de comandă după program a regimului de lucru (fişă perforată realizată manual);

— utilizarea preselectoarelor pentru turaţiile planşaibei şi ale ambreiajelor electromagnetice în cutia de avansuri;

— lărgirea planşaibei de la strungurile Dorries şi Webster este mult mai simplă şi nu necesită execuţia dificilă a arborelui.

Ca elemente diverse utilizate în construcţia maşinilor-unelte, care au atras atenţia specialiştilor, se remarcă:

— înlocuirea sistemelor de frecare prin alunecare la mecanismele de transmisie cu sistemul de frecare prin rostogolire (firma La Technique Integrale—sistem Transrol);

— pentru micşorarea frecării în ghidajele de translaţie s-au realizat elemente tipizate, în care se înlocuieşte frecarea de alunecare cu frecarea de rostogolire (Dexter, Cincinnati, Sabca, Schweerberger);

— în domeniul dispozitivelor de copiat, firma belgiană Sabca, în baza licenţei americane True-Trace, a echipat diverse maşini-unelte vechi cu dispozitive hidraulice deosebit de sensibile, care sînt caracterizate prin aceea că pot reproduce chiar umeri opuşi la 90°.

O aplicaţie interesantă este dispozitivul „Inspector 26—16" al firmei OLIVETTI, care permite să se efectueze măsurări de cote rectangulare după 2 sau 3 axe; în cazuri speciale pot fi măsurate şi cote unghiulare.

În domeniul utilajelor de presare de forţă mică apar ca o realizare de actualitate a firmei POKORNY cilindri denumiţi Hidroment pentru forţe de 2,5 pînă la 100 t. Aceşti cilindri hidraulici permit ca în dimensiuni de gabarit relativ mici să se obţină forţe mari, presiunea lor maximă acţionînd numai pe 20% din cursă.

Se poate aprecia că noutăţile prezentate la expoziţia de la Bruxelles pot constitui noi izvoare de documentare pentru constructorii de maşini-unelte din ţara noastră în vederea aplicării lor pe scară industrială.

Revista Revistelor

Traktorî i selhozmaşîni, nr. 9/1965: *Sevţov, P. P.* şi *Şulepov, V. N.* — Accelerarea tractoarelor rapide cu schimbarea vitezei pe cale; *Tiuliaev, V. N.* şi *Pavlov, N. A.* — Siguranţa în exploatare a motoarelor de tractor cu cameră de ardere în piston; *Voinov, N. A.* şi *Sciupak, P. L.* — Studiul calităţilor dinamice ale tractoarelor echipate cu motoare Diesel supraalimentate; *Tolcinskii, N. A.* şi *Kaplinskii, E. M.* — Ştand pentru ridicarea caracteristicilor articulaţiilor metalo-elastice; *Vodianik, I. I.* — Asupra rulării tractoarelor cu şenile; *Goriaşko, P. M. Efremenko, P. G., Klimov, A. K., Kodenko, M. N.* şi *Şepelenko, G. N.* — Cauzele defecţiunilor transmisiei la funcţionarea tractorului cuplat cu maşină de irigare; *Vorobiev, V. M.* — Strîngerea paielor în regiunea Ţellin; *Voida, A. N.* — Nivelul tehnic al combinelor pentru recoltarea gramineelor; *Goncearov, E. S.* — Metoda de calcul al grătarelor cilindrice verticale pentru centrifugarea grăunţelor; *Semenov, V. F.* şi *Karapetian, A. G.* — — Determinarea curbării transversale a tulpinilor în aparatul de tăiere al maşinilor de recoltare; *Doganovskii, M. G.* şi *Davidson, E. I.* — Mecanism automat de siguranţă pentru pluguri; *Podskrebko, M. D.* — Alegerea unghiului optim de aşezare a brăzdarelor pentru ararea solurilor combinate; *Nikitin, A. A.* Determinarea rezistenţelor reactive în proiecţie verticală ale solului la funcţionarea sculelor în formă de disc; *Gudkov, A. N.* şi *Nikulin, S. N.* — Justificarea alegerii formei organelor de lucru ale maşinilor de împrăştiat băligar; *Kolotuşkina, A. P.* — Calculul costului-limită la maşini agricole şi tractoare în funcţie de rezultatele încercărilor; *Zilberman, P. I., Zimin, A. S.* şi *Reifman, L. S.* — Alegerea parametrilor optimi ai transportului de recoltare a bumbacului brut; *Maniakin, V. F.* — Semănătoare de cereale SZP-24; *Bobriakova, L. A.*— Buldozer de defrişat KBP-2; *Saparev, I. S.* —Dispozitiv pentru măsurarea oscilaţiilor vitezelor unghiulare; *Kuţin, L. M., Grinberg, V. L.* şi *Bosarghin, V. A.* — Distribuitor mobil de nutreţ KUT-30B; *Kiper, E. V., Cerkun, V. E., Morozov, V. I.* şi *Bagaevskii, V. A.* — Precizia de prelucrare prin diferite metode a orificiilor corpurilor împrăştietoare hidraulice; *Bekerman, F. A., Kantor, M. M., Serpik, N. M.* şi *Romasov, B. A.* — Studiul mărcii noi de oţel pentru zona de şenilă de la tractorul T-140; *Romanov, D. I.* şi *Renskaia, T. B.* — Instalaţie electrică cu patru poziţii pentru încălzirea semifabricatelor; *Davîdov, A. S.* şi *Ulitin, M. N.* — Stadiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale metodelor electrofizice de prelucrare a metalelor.

Maşinostroitel, nr. 9/1965: *Sofonov, G. P.* — Îmbunătăţirea protecţiei muncii — problemă importantă a conducerii economice şi a sindicatului; *Fedotenko, N. S.* — Pentru ridicarea calităţii şi eficienţi; *Bernik, A. B.* şi *Kazakevici, I. I.* — Eficienţă şi durabilitate; *Stepanov, A. K.* — Scopul nostru — calitate înaltă; *Gherasimov, V. P., Poga, A. A.* şi *Ştepuro, V. P.* — Utilajul de fabricaţie — la nivel superior; *Botvici, K. N.* — Mijloace de mecanizare a activităţii inginereşti şi de conducere; *Reingaci, M. F.* şi *Iroşnikov, A. V.* — Instalaţie pentru călire CIF; *Kolegaev, R. N.* — Durabilitatea utilajului; *Podmazov, A. V.* — Noutăţi în repararea utilajelor; *Ghenkin, I. A.* şi *Rossohaţkii, A. L.* — — Repararea lagărelor de rostogolire; *Kagan, V. A.* — Capacitatea şi punctele de amplasare ale întreprinderilor pentru reparaţie centralizată; *Frumkin, F. D.* şi *Nevskii, A. A.* — Analiza defecţiunilor maşinilor-unelte; *Romanov, V. A.* — Noutăţi la uzină „Proletarul roşu; *Frenkel, B. I.* — Fixarea pieselor prin depresiune; *Knevda, K. V.* — Maşină pentru îndepărtarea faţetelor; *Ahmatov, V. G.* — Ştanţă pentru îndoirea la rece a ţevilor; *Zabnin, F. G.* — Utilizarea raţională a plăcuţelor metaloceramice; *Cermolaev, M. P.* — Prelucrarea suprafeţelor profilate pe strung carusel; *Lipovoi, I. P.* şi *Alferova, A. N.* — Utilaj în trepte pentru acoperiri galvanice; *Arsenkov, R. T.* — Cromarea titanului şi a aliajelor sale; *Maslovskii, V. V.* — Cuţite pentru finisarea pieselor de termoplast; *Ivaneţ, Iu. N.* şi *Letiaghin, V. A.* — Înfrumuseţarea mobilierului de lucru; *Morhat, V. V.* — Deflector universal de praf şi şpan; *Baidalin, N. F.* — Organizarea şi nivelul tehnic al muncii; *Şekunov, I. I.* — În secţiile de turnătorie — un înalt nivel tehnic al muncii; *Kunkin, Ia A., Barannik, Iu. P.* şi *Mihelson, S. Ia.* — Finisarea orificiilor cu pastă de diamant sintetic; *Korolenko, E. M.* — Tîrgul internaţional de la Brno; *Volkov, V. G.* — Maşini pentru prelucrarea metalelor la Tîrgul din Leipzig.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

ДК 621(09)

Маринеску, М.: **Машиностроительная промышленность в первом году пятилетки.**

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 1–2

ДК 621.43.011 ; 518.4

Мэрдэрэску Р. и *Абэйтэнчей Д.*: **Графические методы определения кинематическх величин рычажного механизма поршневых двигателей.**

Рассматриваются графические методы определения на основе двухцентровой диаграммы ускорения и движения поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме, а также ускорения поршня в центральном механизме.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 3–6

ДК 621.181.8 ; 621.187.142

Постельническу, М.: **Экономический расчет конвекционных теплообменников для паровых котлов.**

Анализируется влияние изменения скорости флюида в теплообменниках, причем рассматривается с экономической точки зрения принцип метода определения оптимальных скоростей.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 7–13

ДК 621.825 ; 518.3

Стан, А.: **Номограммы для изучения вопроса механического сцепления.**

Предлагается метод определения с помощью монограмм собственных частот в механическом сцеплении.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 13–17

ДК 621. ; 338.063.5

Думитреску, А.: **Критерии определения экономической эффективности капиталовложений в машиностроительной отрасли.**

Описывается метод расчета, основанный на нормативном сроке окупаемости в целях уточнения экономической эффективности капиталовложений в машиностроительном секторе.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 18–24

ДК 621.165–383.3

Бобоеску, Н., Бозан, Г. и *Негря, В.*: **Определение силовой характеристики одногнездового регулировочного клапана с распылителем на паровых турбинах.**

На основе экспериментов устанавливаются различия между фактическими и теоретически определенными силами для ряда одногнездовых клапанных профилей, применяемых на паровых турбинах.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 24–28

ДК 621.82(09) ; 629.113

Дудицэ, Ф.: **Новые тенденции в области конструкции передач с универсальными шарнирными соединениями, применяемых на автомашинах.**

Описывается несколько конструкций передач с шарнирными соединениями, применяемых на автомашинах, причем указываются соответствующие преимущества и недостатки.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 29–37

ДК 621.925.83

Гужа, Н.: **Изготовление зубьев дисковых резцов на зубошлифовальном станке ЗСВЗ 315.**

Приводится метод изготовления зубьев на дисковом резце с косыми зубьями на зубошлифовальном станке ЗСВЗ 315, причем даются расчетные уравнения для регулировочных элементов станка.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 37–41

ДК 621.9(09)

Кройтору, А. и *Стайку, Ф.*: **Достижения в области модернизации станков на Бухарестском насосном заводе.**

Отмечается ряд усовершенствований станков на Бухарестском насосном заводе в целях обобщения достигнутых результатов.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, 42–45

ДК 621.753.1 ; 621–52

Моцой, Р.: **Целесообразность автоматизации контроля размеров.**

Описываются критерии, учет которых необходим при автоматизации контроля размеров. Проводится сравнение характеристик различных приборов и приводится пример экономической эффективности качественного контроля.

Construcţia de Maşini 18(1966), nr. 1, стр. 45–48

DK 621(09)

Marinescu, M.: **Rumänische Maschinenbauindustrie im ersten Jahr des Fünfjahrplans.**

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 1, S. 1–2

DK 621.43.011 ; 518.4

Mărdărescu, R. und *Abăităncei, D.* : **Graphische Verfahren zur Bestimmung kinetischer Grössen der Pleulstange an Kolbenmotoren.**

Es werden Verfahren zur graphischen Bestimmung der Beschleunigung und Bewegung des Kolbens im Kurbelstangengetriebe bei Achsenverrückung und der Beschleunigung des Kolbens im Zentralgetriebe dargelegt.

Construcţia de Maşini 18(1966), H. 1, S. 3–6

DK 621.181.8 ; 621.187.142

Postelnicescu, M. : **Wirtschaftliche Dimensionierung der Wärmeaustauscher durch Konvektion der Dampfkessel.**

Es wird der Einfluss der Veränderung der Durchflussgeschwindigkeit in den Wärmeaustauschern analysiert und das Prinzip des Bestimmungsverfahrens der vom Standpunkt der Wirtschaftlichkeit günstigsten Geschwindigkeit dargelegt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 1, S. 7–13

DK 621.825 ; 518.3

Stan, A : **Nützliche Nomogramme für das Studium eines Problems der mechanischen Kupplung.**

Es wird ein Verfahren zur Bestimmung der Eigenschwingungen in einer mechanischen Kupplung mit Hilfe der Nomogramme dargelegt.

Construcţia de Maşini 18(1966), H. 1, S. 13–17

DK 621 ; 338.063.5

Dumitrescu, A. : **Kriterien zur Festlegung der Wirtschaftlichkeit von Investitionen im Maschinenbau.**

Der Verfasser beschreibt ein Berechnungsverfahren, das auf dem Ausdruck der normativen Rückgewinnung fusst und zur Festlegung Investitionswirtschaftlichkeit im Maschinenbau dient.

Constructia de Maşini 18(1966), H. 1. S. 18–24

DK 621.165–383.3

Boboescu, N.,Bozan, G. und *Negrea,V.* : **Bestimmung der Kraftlinie der Einsitz-Regelventile mit Diffusor bei Dampfturbinen.**

Auf Grund von Versuchen werden die Abweichungen der realen Kräfte von den theoretisch ermittelten Kräfte für eine Reihe von Einsitzventilen bei Dampfturbinen festgelegt.

Construcţia de Maşini 18(1966), H. 1, S. 24–28

DK 621.82(09) ; 629 113

Dudiţă, Fl. : **Neue Ausrichtungen beim Bau von Universal-Gelenkgetrieben für Kraftfahrzeuge.**

Es werden eine Reihe von Bauweisen für Universal-Gelenkgetriebe, die in Kraftfahrzeugen Verwendung finden beschrieben und deren Vor- und Nachteile hervorgehoben.

Construcţia de Maşini 18(1966), H. 1. S. 29–37

DK 621.925.83

Guja, N. : **Ausführung der Zahnung der Drehmesser an der Zahnschleifmaschine ZSWZ 315**

Es wird ein Verfahren zur Ausführung der Zahnung des Drehmessers mit Schrägzahnung an der Schleifmaschinen ZSWZ 315 beschrieben und die Berechnungsausdrücke für die Reglerelemente der Maschine dargelegt.

Construcţia de Maşini 18(1966), H. 1, S. 37–41

DK 621.9(09)

Croitoru, A. und *Staicu, F.* : **Errungenschaften bei der Modernisierung der Werkzeugmaschinen in Bukarester Pumpenwerk.**

Es werden eine Reihe von Verbesserungen, die in dem Bukarester Pumpenwerk an der Werkzeugmaschinen vorgenommen wurden im Hinblick auf deren Verallgemeinerung dargelegt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 1, S. 42–45

DK 621.753.1 ; 621–52

Moţoiu, R. : **Der Vorteil der Automation der Dimensionskontrolle.**

Es werden die Kriterien im Hinblick auf die Automation der Dimensionskontrolle dargelegt. Der Verfasser vergleicht die Eigenschaften der verschiedenen Apparate und führt ein Beispiel des wirtschaftlichen Nutzens einer Verbesserung der Qualitätskontrolle an.

Construcţia de Maşini 18(1966), H. 1, S. 45–48

CD 621(09)

Marinescu, M.: **L'industrie de la construction mécanique durant la première année du plan quinquennal.**

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 1–2

CD 621.43.011 ; 518.4

Mărdărăscu, R. et *Abăităncei, D.* : **Méthodes graphiques pour déterminer plusieurs grandeurs cinématiques de l'embiellage des moteurs à piston.**

On présente les méthodes de détermination graphique, sur la base du diagramme Brix, de l'accélération et du déplacement du piston dans le mécanisme bielle-manivelle désaxé, ainsi que de l'accélération du piston dans le mécanisme central.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 3–6

CD 621.181.8 ; 621.187.142

Postelnicescu, M. : **La détermination économique des dimensions des échangeurs de chaleur par convection des chaudières à vapeur.**

L'auteur examine l'influence qu'a la variation de la vitesse du fluide dans les échangeurs de chaleur et met en évidence le principe de la méthode qui sert à déterminer, du point de vue économique, les meilleures vitesses.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 7–13

CD 621.825 ; 518.3

Stan, A. : **Nomogrammes utiles pour l'étude d'un problème de couplage mécanique.**

On présente une méthode de détermination, à l'aide des nomogrammes, des fréquences propres dans un couplage mécanique.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 13–17

CD 621 ; 338.063.5

Dumitrescu, A. : **Critères pour établir l'efficacité économique des investissements dans le secteur de la construction mécanique.**

On expose une méthode de calcul basée sur le terme normatif de récupération, méthode destinée à établir l'efficacité économique des investissements dans la construction mécanique.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 18–24

CD 621.165–383.3

Boboescu, N., Bozan, G. et *Negrea, V.* : **La détermination des caractéristiques de force des soupapes-monosiège de réglage pour turbines à vapeur.**

Les auteurs établissent les écarts des forces réelles par rapport à celles qui sont déterminées théoriquement, pour une série de profils de soupapes-monosiège qui font partie de l'équipement des turbines à vapeur.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 24–28

CD 621.82(09) ; 629.113

Dudiţă, Fl. : **Tendances nouvelles dans la construction des transmissions à articulations universelles pour autovéhicules.**

On décrit une série de transmissions à articulations universelles pour autovéhicules et on précise les avantages et les désavantages respectifs.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 29–37

CD 621.925.83

Guja, N. : **Réalisation de la denture des outils-roues sur la machine à rectifier les dentures ZSWZ** 315.

L'auteur expose la méthode de la formation de la denture de l'outil-roue à dents inclinées sur la machine à rectifier ZSWZ 315 et donne les relations de calcul pour les éléments de réglage de la machine.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 37–41

CD 621.9(09)

Croitoru, A. et *Staicu, F.* : **Réalisations dans la modernisation des machines-outils, obtenues par l'Usine de pompes de Bucarest.**

On montre certaines améliorations des machines-outils obtenues par l'Usine de pompes de Bucarest et on recommande leur généralisation.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 42–45

CD 621.753.1 ; 621–52

Moţoiu, R. : **L'opportunité de l'automatisation du contrôle des dimensions.**

On énumère les critères dont on doit tenir compte pour l'automatisation du contrôle des dimensions. On présente parallèlement les caractéristiques des différents appareils et on donne un exemple sur l'efficacité économique de l'amélioration de la qualité du contrôle.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 1, p. 45–48

DC 621(09)

Marinescu, M.: **The machine-building industry during the first year of the five year plan.**

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 1–2

DC 621.43.011 ; 518.4

Mărdărăscu, R. and *Abăităncei, D.* : **Graphic methods for determining some kinematic values of the connecting rod system in piston engines.**

Some graphic methods of determining on the basis of bicentric diagrams the acceleration and displacement of the piston in the eccentric connecting rod-crank mechanism and the acceleration of the piston in the central mechanism are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 3–6

DC 621.181.8 ; 621.187. 142

Postelnicescu, M. : **The economical dimensioning of convection heat exchangers of steam boilers.**

The effects of variation in the fluid speed in heat exchangers are analysed and the principle of the determination method of economically optimum speeds is pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 7–13

DC 621.825 ; 518.3

Stan, A. : **Useful nomograms in studying a mechanical coupling problem.**

A method of determining by means of nomograms the natural frequencies in a mechanical coupling is presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 13–17

DC 621 ; 338.063.5

Dumitrescu, A. : **Criteria for establishing the economic efficiency of investments in mechanical engineering.**

The author describes a calculus method based on the normative recovery term for establishing the economic efficiency of investments in the field of mechanical engineering.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 18–24

DC 621.165–383.3

Boboescu, N., Bozan, G. and *Negrea, V.* : **Determining the force characteristic of one-seat adjusting valves with nozzle in steam turbines.**

The deviations of the real forces as compared to the theoretically determined ones are established for a series of one-seat valve profiles used in steam turbines.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 24–28

DC 621.82(09) ; 629.113

Dudiţă, Fl. : **Some new trends in the construction of the universal-joint drives used in motor vehicles.**

A series of constructions of universal-joint drives used in motor vehicles are described and their respective advantages and drawbacks are pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 29–37

DC 621.925.83

Guja, N. : **A method of achieving the toothing of the wheelcutters with toothing rectifying machine ZSWZ** 315.

A method of achieving the toothing of the wheelcutters with skew teeth by means of the rectifying machine ZSWZ 315 is presented and the calculus expressions for the regulating elements of the machine are pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 37–41

DC 621.9(09)

Croitoru, A. and *Staicu, F.* : **Some achievements in the modernization of machine-tools at the Bucharest Pump Works.**

Some improvements in the machine-tools achieved at the Bucharest Pump Works are presented for generalization purposes.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 42–45

DC 621.753.1 ; 621–52

Moţoiu, R. : **The suitability of the automation of dimensional control.**

The criteria which have to be considered in the automation of dimensional control are presented. The characteristics of the different apparatus are comparatively described and the economic efficiency of improved control illustrated by an example.

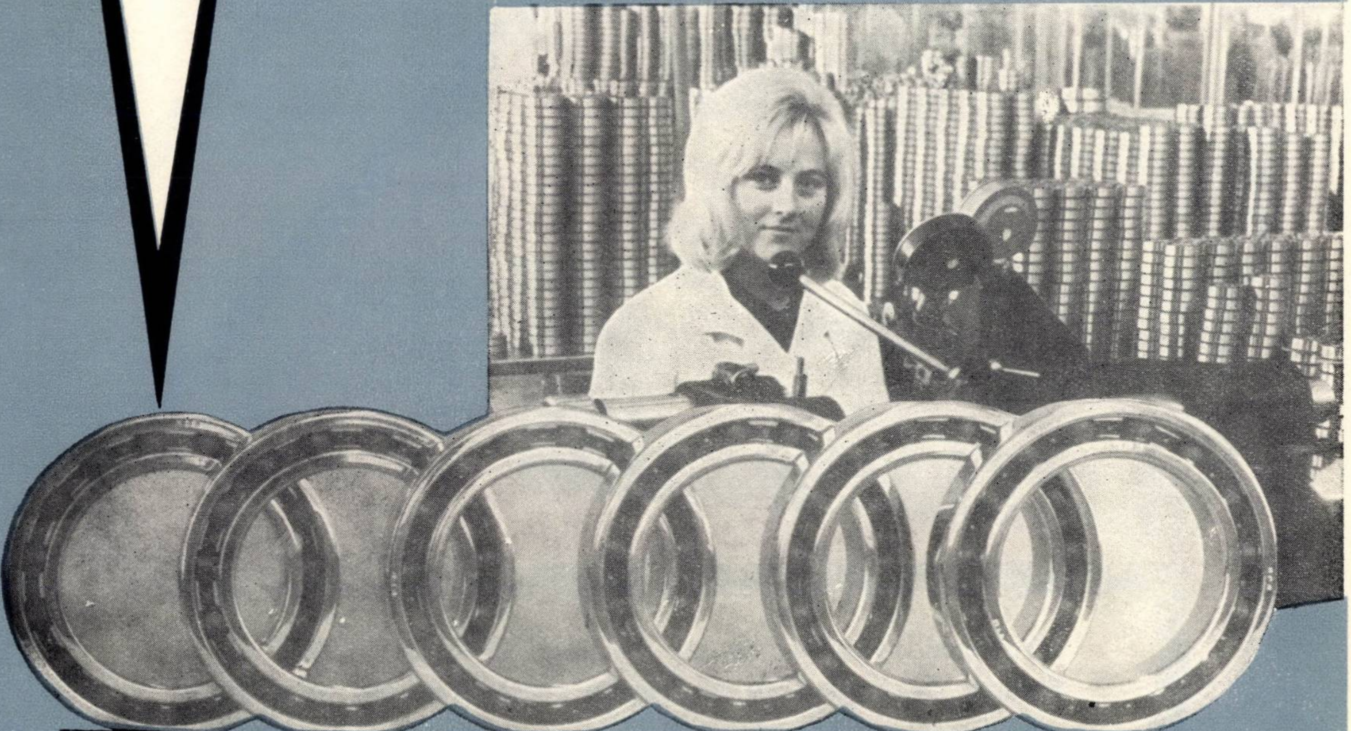
Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 1, p. 45–48

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

URB

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

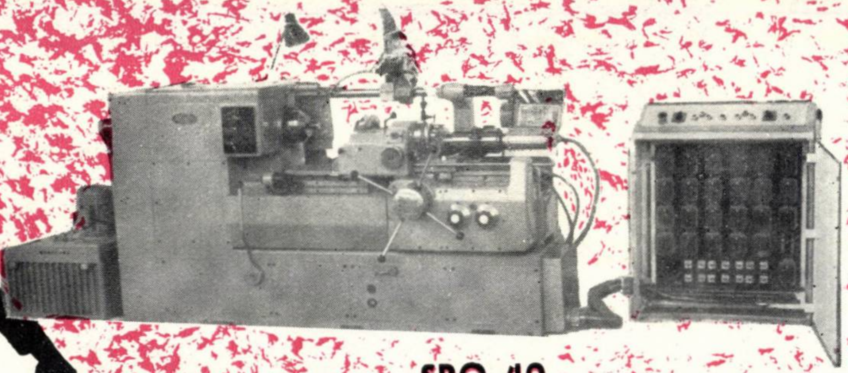
- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace



uzina rulmentul brasov

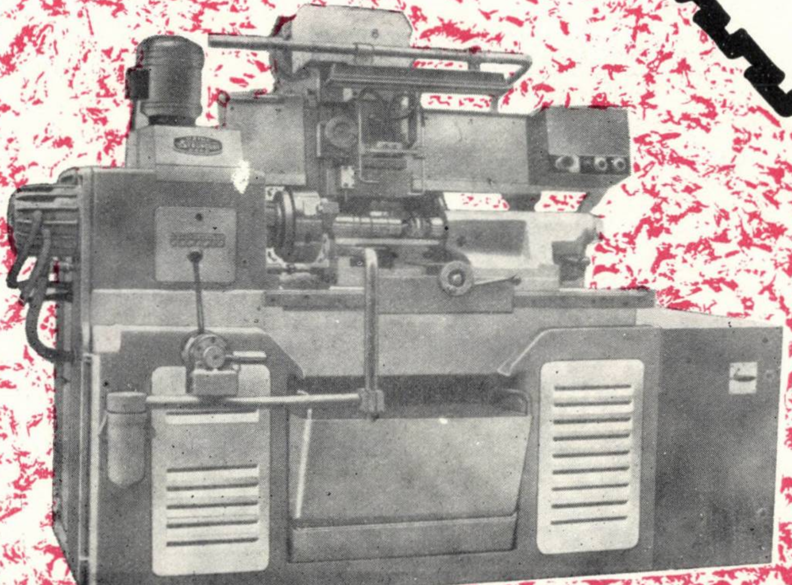
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 şi 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 şi SRO 40



SRO 40

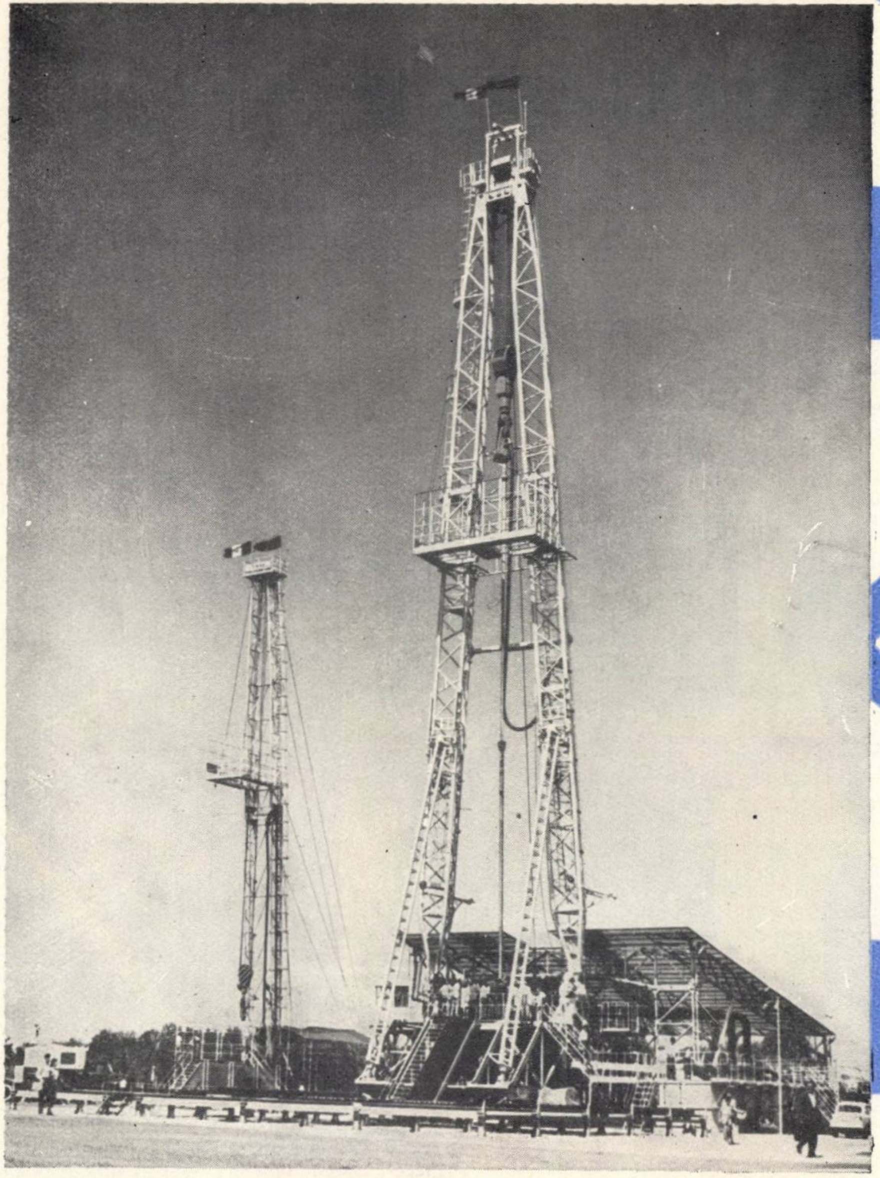
UZINA DE STRUNGURI ARAD



SSA 200.

Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 şi SRV 40 şi
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

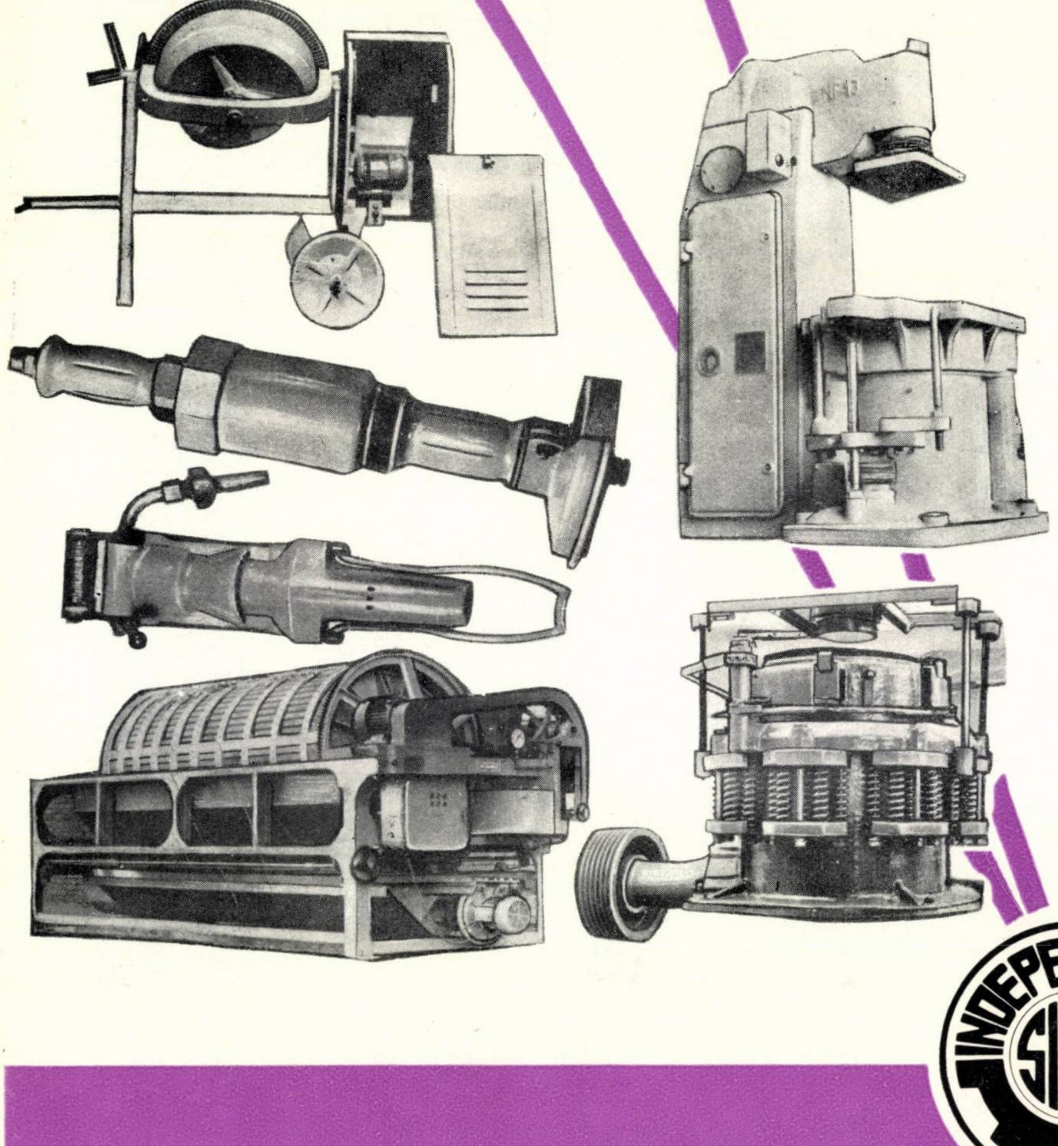


UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T 50 — A, T 50 — B
- Instalații de foraj 2 DH — 75 A, 4 LD — 150 C și 4 LD — 150 D, 3 DH — 200 A, 4 DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400 M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTĂ
PRODUSE
PENTRU:

INDEPENDENȚA
SIBIU

INDUSTRIA SIDERURGICA: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICA: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERA: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARA: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1963

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Program de fabricație

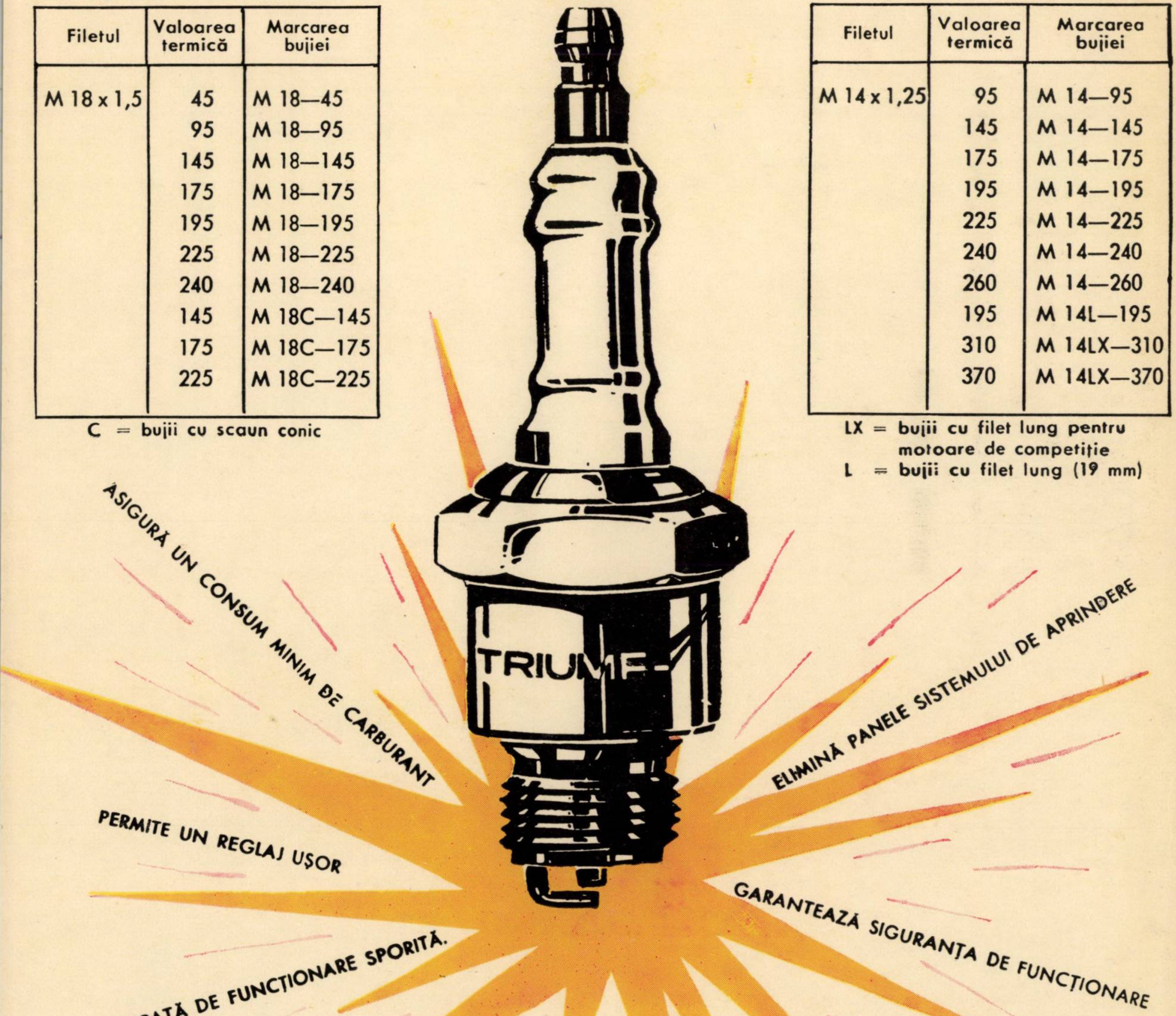
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 18 x 1,5	45	M 18—45
	95	M 18—95
	145	M 18—145
	175	M 18—175
	195	M 18—195
	225	M 18—225
	240	M 18—240
	145	M 18C—145
	175	M 18C—175
	225	M 18C—225

C = bujii cu scaun conic

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95
	145	M 14—145
	175	M 14—175
	195	M 14—195
	225	M 14—225
	240	M 14—240
	260	M 14—260
	195	M 14L—195
	310	M 14LX—310
	370	M 14LX—370

LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
L = bujii cu filet lung (19 mm)



ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT

ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE

PERMITE UN REGLAJ UȘOR

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE

ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Triumf

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 2 • FEBRUARIE 1966

Livrează:

ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

fabrica de rulmenți-bîrlad

FRB

MADE IN RUMANIA

rulmenți de diferite forme constructive
și de dimensiuni tipizate

E 3279

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

produce:

U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP

- ● CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- ● CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

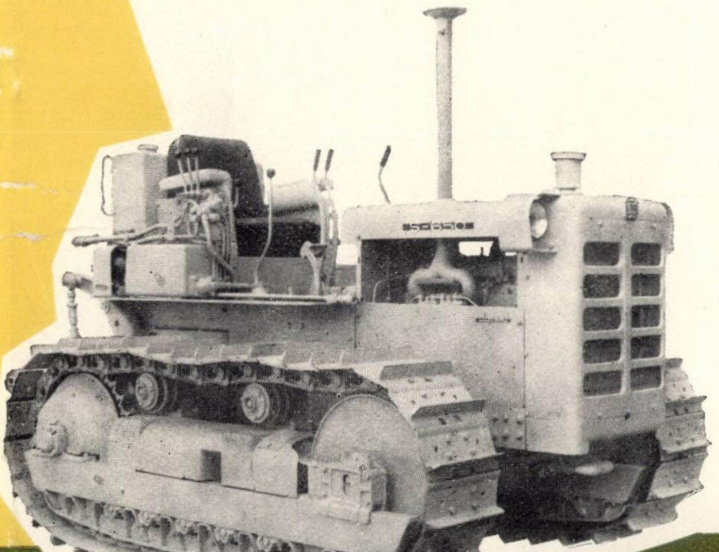
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965

UNIVERSAL-650

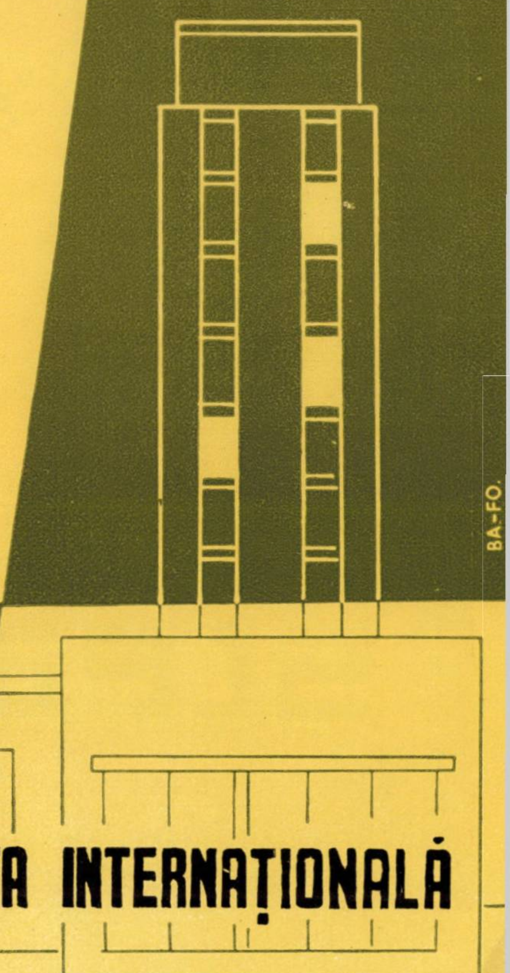
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



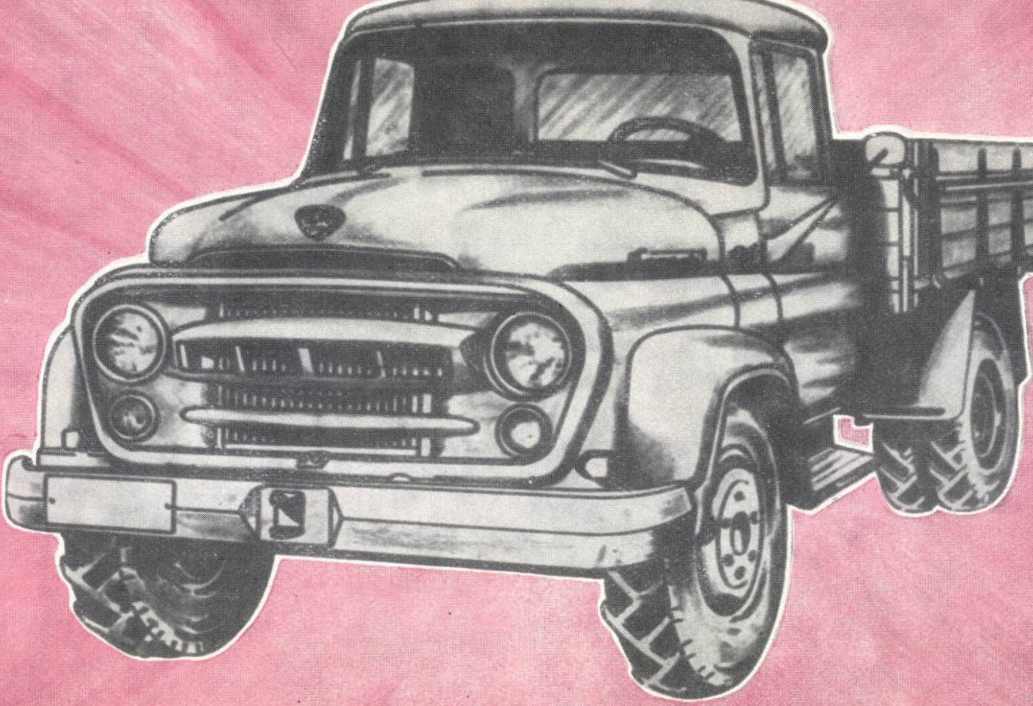
MOTOARE DIESEL



MARCA **UTB** ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

BA-FO.

carpați
bucegi



- manevrabilitate ușoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort

- puterea:	- Sarcina utilă:	- consum la 100 km:
140 CP	3 T - SR-131	25 l - SR-131
	5 T - SR-113	28 l - SR-113

Uzinele de autocamioane

steagul roșu

Brașov - Strada Poienelor 5 * Telefon 16310

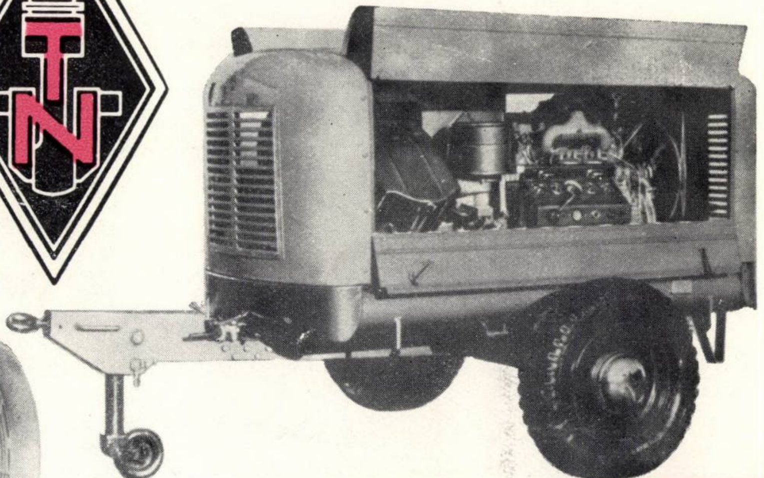
UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

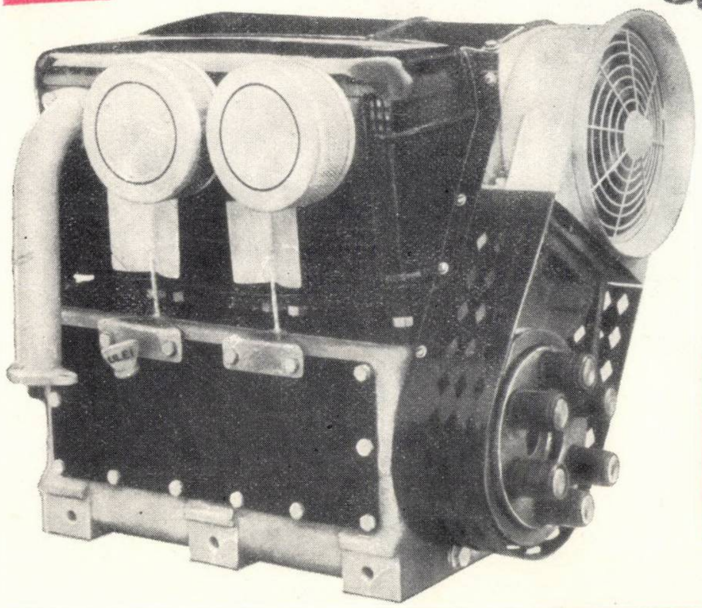
TIMPURI NOI

bucurești

execută și livrează în țară
și străinătate

COMPRESOARE DE AER
CU PISTON

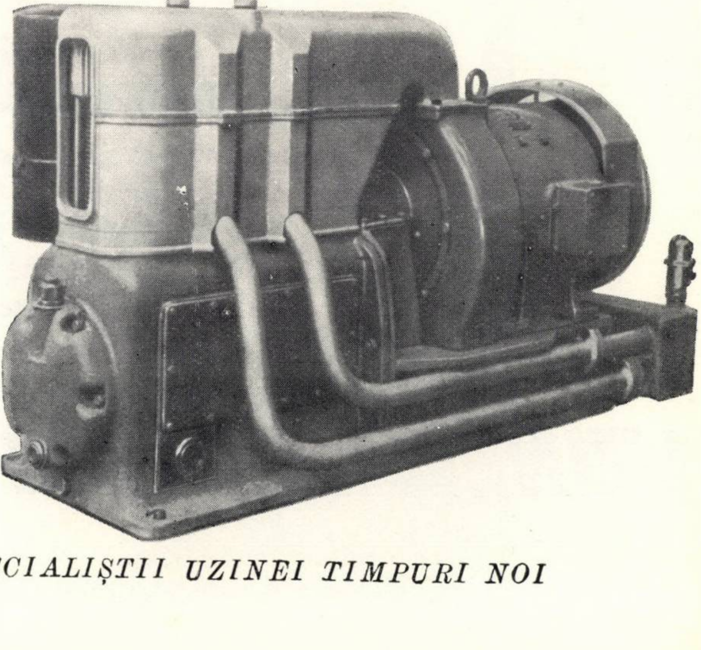




pentru :

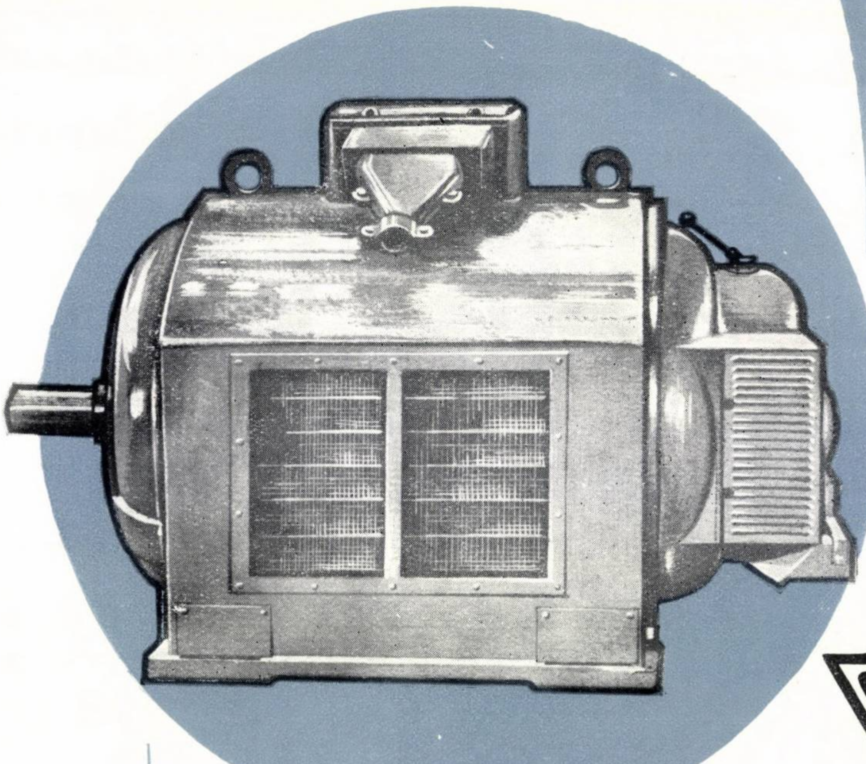
- *locomotive*
- *instalații petroliere*
- *excavatoare*
- *troleibuze*
- *șantiere*
- *vopsitorii*
- *automatizări etc.*

La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalație pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum și pentru orice problemă legată de compresoare



CONSULTAȚI SPECIALIȘTII UZINEI TIMPURI NOI

orice acționare electrică
în care funcționează un motor
fabricat de **ELECTROPUTERE**
este o acționare sigură



MOTOARE ELECTRICE ASINCRONE ȘI SINCRONE

de uz general sau special
100-1000 kW 500-1500 rot/min
tensiune joasă sau 6 kW
cu aparatajul de pornire
și comandă respectiv

livrează

UZINELE ELECTROPUTERE CRAIOVA

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

URB

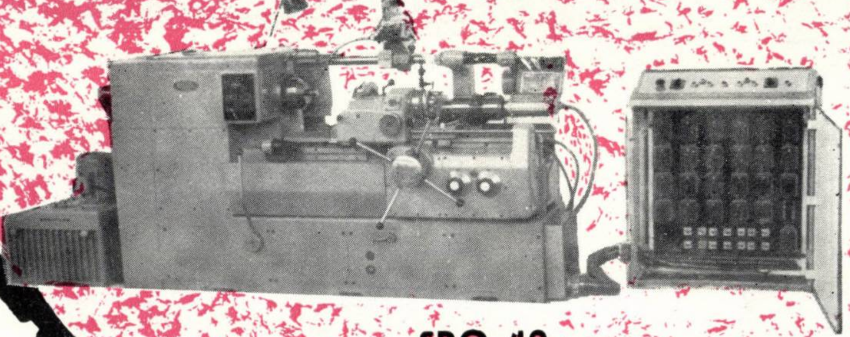
PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace

uzina rulmentul brasov

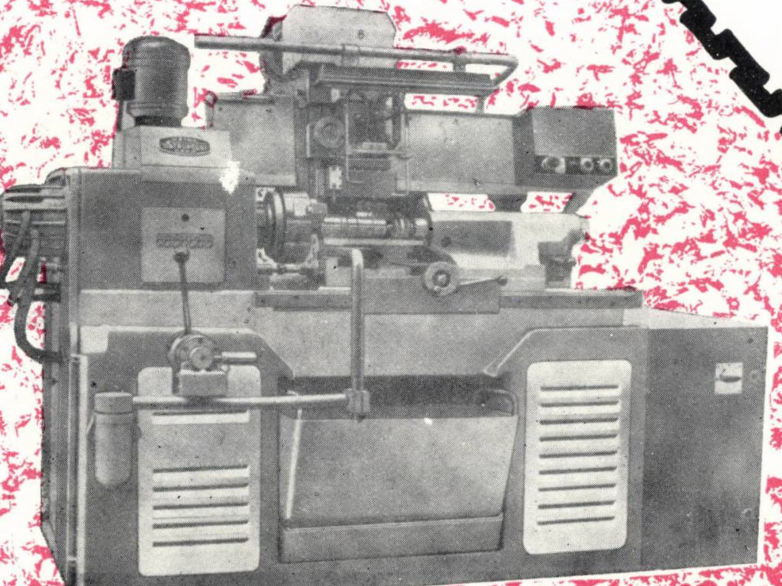
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 și 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 și SRO 40



SRO 40

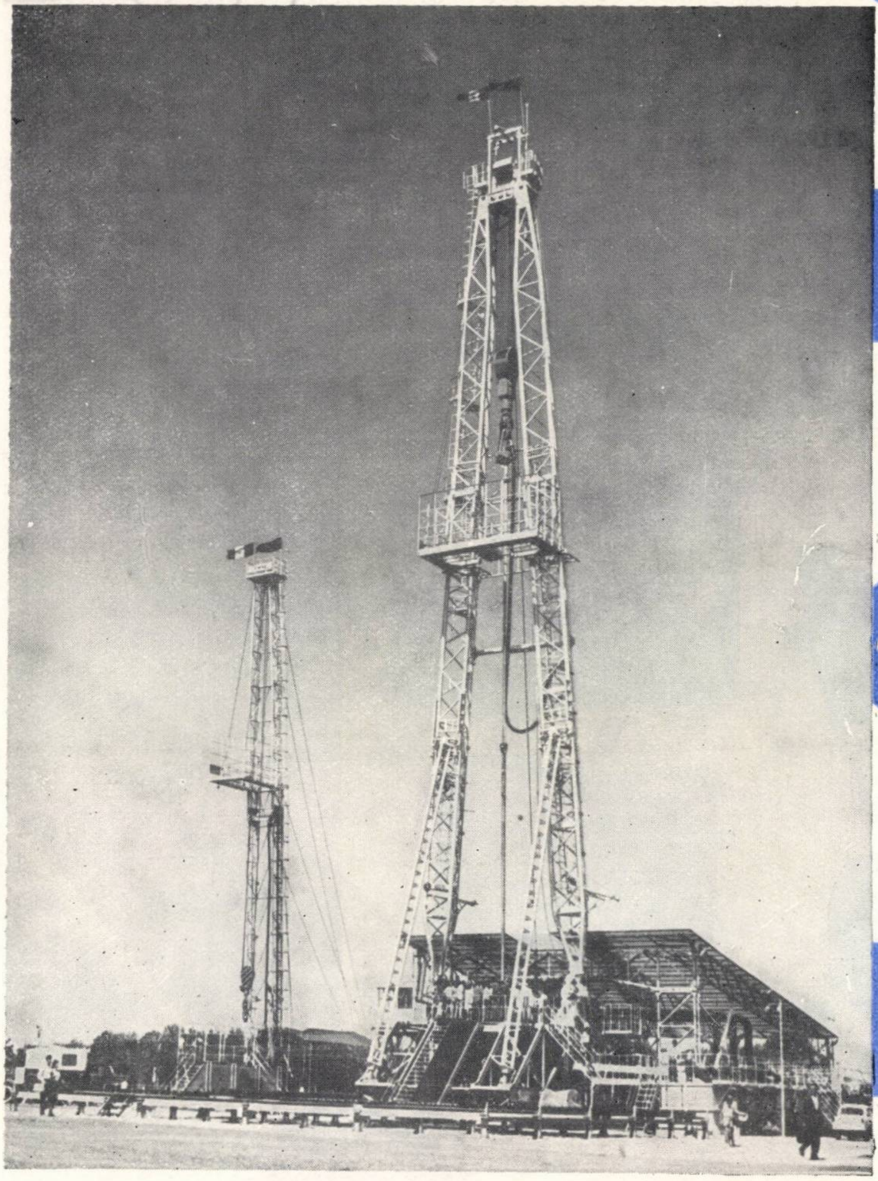
UZINA DE STRUNGURI ARAD



SSA 200.

Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 și SRV 40 și
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

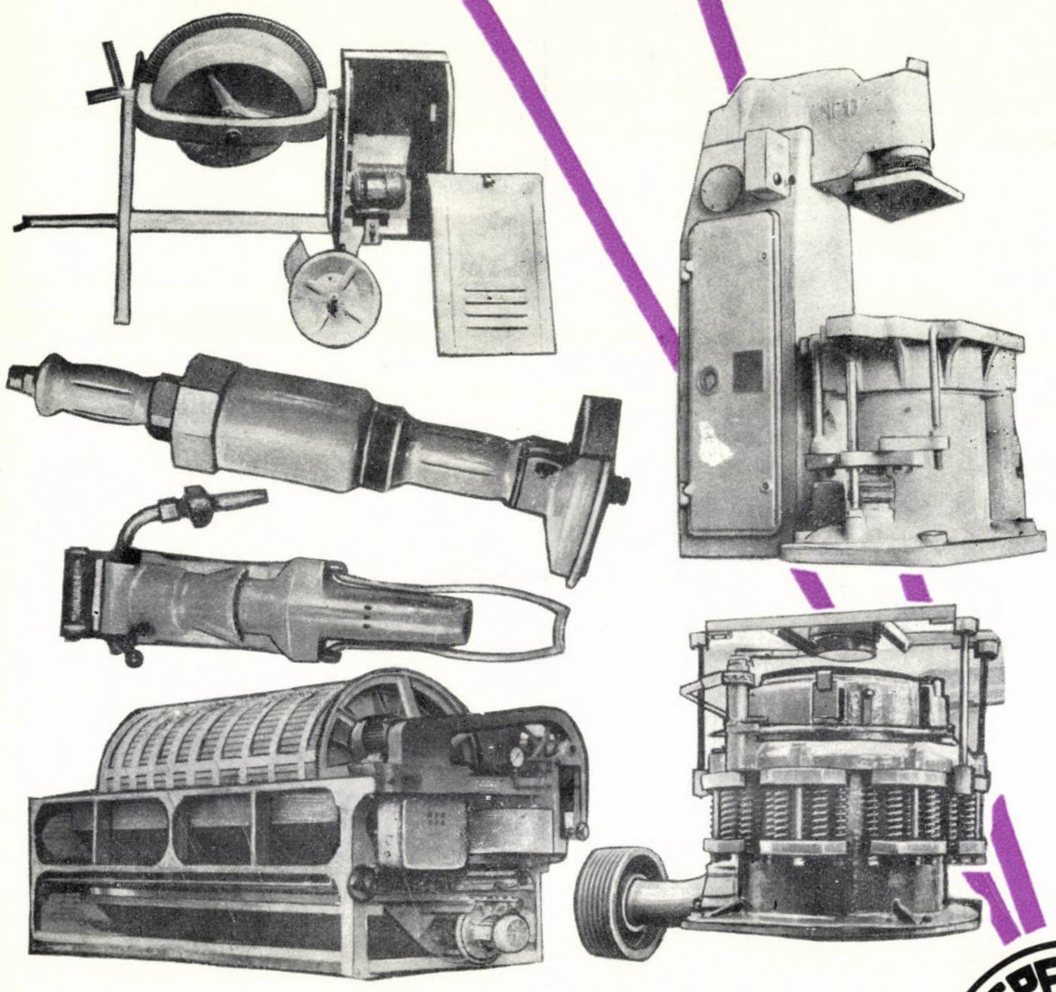


UZINA 1 MAI PLOIEŞTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T 50 — A, T 50 — B
- Instalații de foraj 2 DH — 75 A, 4LD — 150 C și 4 LD — 150 D, 3 DH — 200 A, 4 DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400 M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTĂ
PRODUSE
PENTRU:

INDUSTRIA SIDERURGICĂ: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, FEBRUARIE 1966, Nr. 2

CUPRINS

BERNATH, A. şi HOROVITZ, B.: **Asupra rezistenţei la oboseală a unor sortimente de oţeluri aliate de îmbunătăţire.** 65

SEGAL, H. şi SÎRBU, GR.: **Determinarea caracteristicilor funcţionale ale frînelor pentru maşini de ridicat.** 75

DUMITRIU, N.: **Folosirea dispozitivelor vibratoare în diferite procese tehnologice în scopul îmbunătăţirii condiţiilor de muncă.** 84

SGRUMALA, M., CIUCĂ, C. şi RAZEM, C.: **Studiul comportării oţelului 09G2 în timpul prelucrării prin îndoire la rece.** 87

CÎRDU, M.: **Particularităţile instalaţiilor de turbine cu abur cu condensaţie răcite cu apă de mare.** 93

MONEANU, C.: **Consideraţii asupra unor soluţii constructive pentru îmbunătăţirea caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale.** 101

DUMITRESCU, M.: **Sudarea barelor groase de aluminiu.** 107

PRIDVORNIC, M.: **Asupra utilizării fitingurilor asamblate prin sudură la conductele de înaltă presiune.** 113

DOCUMENTARE 117

RECENZII 122

REVISTA REVISTELOR 123

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România
şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 669.15-194 : 620.178.3

Bernath, A. și *Horovitz, B.* : **Asupra rezistenței la oboseală a unor sortimente de oțeluri aliate de îmbunătățire.**

Se prezintă rezultatele unui studiu experimental efectuat pentru determinarea rezistenței la oboseală a unor sortimente de oțeluri aliate de îmbunătățire.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 65-75

CZ 621.86/.87-592

Segal, H. și *Sîrbu, Gr.* : **Determinarea caracteristicilor funcționale ale frînelor pentru mașini de ridicat.**

Se prezintă construcția unui stand pentru încercarea frînelor folosite la mașinile de ridicat, evidențiindu-se metodica de valorificare a rezultatelor experimentale obținute.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 75-83

CZ 621.643

Dumitriu, N. : **Folosirea dispozitivelor vibratoare în diferite procese tehnologice în scopul îmbunătățirii condițiilor de muncă.**

Se analizează constructiv și funcțional o serie de instalații cu dispozitive vibratoare utilizate în industrie pentru ameliorarea condițiilor de muncă.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 84-87

CZ 669.14.018.28 : 621.981.2

Sgrumala, M., *Ciucă, C.* și *Razem, C.* : **Studiul comportării oțelului 09G2 în timpul prelucrării prin îndoire la rece.**

Se evidențiază influența prelucrării prin îndoire la rece a tablelor din oțel 09G2 asupra caracteristicilor mecanice respective.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 87-93

CZ 621.165-713.1 : 620.193.15

Cîrdu, M. : **Particularitățile instalațiilor de turbine cu abur cu condensație răcite cu apă de mare.**

Se analizează acțiunea corosivă a apei de mare asupra instalației de răcire de la turbinele cu condensație și măsurile necesare pentru protecția anticorosivă a acesteia.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 93-101

CZ 621.635

Moneanu, C. : **Considerații asupra unor soluții constructive pentru îmbunătățirea caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale.**

Se evidențiază o serie de perfecționări tehnice de actualitate în domeniul construcției ventilatoarelor.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 101-106

CZ 621.791 : 669.71-412

Dumitrescu, M. : **Sudarea barelor groase de aluminiu.**

Se analizează două procedee moderne de sudare folosite pentru îmbinarea barelor groase de aluminiu.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 107-112

CZ 621.646 : 621.791 : 621.643.2

Pridvornic, M. : **Asupra utilizării fitingurilor asamblate prin sudură la conductele de înaltă presiune.**

Se prezintă metodica de utilizare a fitingurilor sudate în cadrul instalațiilor de înaltă presiune.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 2, p. 113-116

DIN NUMĂRUL VIITOR

Pavel, A. : **Cu privire la calculul de rezistență și etanșeitate a îmbinării prin mandrinare între țevile și plăcile aparatelor tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică și petrochimică.**

Kiss, E., *Sălcudeanu, M.* și *Sălcudeanu, Gh.* : **Unele probleme în legătură cu dispozitivele de prindere pe strungurile automate.**

Turle, G. : **Unele aspecte privind construcția elevatoarelor cu cupe de uz general în țara noastră.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Națională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice—București. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual : tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I. P. „Informația", str. Brezoianu, nr. 23—25, București, c. 4952.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 669.15-194 : 620.178.3

Бернат, А., Горовиц, Б.: **О сопротивлении на усталость некоторых марок легированной стали.**

Приводятся результаты экспериментальных исследований по определению сопротивления на усталость ряда улучшенных марок легированной стали.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 65–75

ДК 621.86/.87-592

Сегал, Х. и *Сырбу, Г.*: **Определение функциональных характеристик тормозов подъемных механизмов.**

Описывается конструкция стенда для испытания тормозов подъемных механизмов, причем указывается метод использования получаемых результатов.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 75–83

ДК 621.643

Думитриу, Н.: **Применение вибрационных устройств в ряде технологических процессов для улучшения условий труда.**

Проводится конструктивный и функциональный анализ ряда установок с вибрационными устройствами, применяемых в промышленности в целях улучшения условий труда.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 84–87

ДК 669.14.018.28 : 621.981.2

Сгрумала, М., Чука, К. и *Разем, К.*: **Поведение стали 09Г2 при обработке холодным изгибом.**

Рассматривается влияние обработки холодным изгибом листовой стали 09Г2 на соответствующую механическую характеристику,

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 87–93

ДК 621.165-713.1 : 620.193.15

Кырду, М.: **Особенности турбинных конденсационных паровых установок, охлаждаемых морской водой.**

Анализируется коррозионное действие морской воды на холодильную установку конденсационных турбин и обсуждаются мероприятия по антикоррозионной защите.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 93–101

ДК 621.635

Моняну, К.: **О некоторых конструктивных решениях по улучшению характеристики центробежных вентиляторов.**

Отмечен ряд новейших технических усовершенствований в области конструирования вентиляторов.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 101–106

ДК 621.791 : 669.71-412

Думитреску, М.: **Сварка толстых алюминиевых стержней.**

Анализируются два новейших процесса сварки, применяемые для соединения толстых алюминиевых стержней.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 107–112

ДК 621.646 : 621.791 : 621.643.2

Придворник, М.: **О применении сварных соединений на трубопроводах высокого давления.**

Освещается метод использования сварных соединительных деталей на установках высокого давления.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 2, стр. 113–116

DK 669.15-194 : 620.178.3

Bernath, A. und *Horovitz, B.* : **Über die Ermüdungsfestigkeit einiger Arten von legierten Veredlungsstählen.**

Der Aufsatz enthält die Ergebnisse einer Versuchsreihe im Hinblick auf die Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit verschiedener Arten von legierten Veredlungsstählen.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 65–75

DK 621.86/.87-592

Segal, H. und *Sîrbu, Gr.* : **Bestimmung der Betriebskenndaten der Bremsen an Hebemaschinen.**

Es wird die Bauweise eines Prüfstandes für Hebemaschinenbremsen beschrieben und ein Verfahren zur Auswertung der erzielten Versuchsdaten dargelegt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 75–83

DK 621. 643

Dumitriu, N. : **Verwendung von Vibrationsvorrichtungen zur Verbesserung der Arbeitsbedingungen bei verschiedenen technologischen Prozessen.**

Eine Reihe von Vibrationsvorrichtungen, die in der Industrie zur Verbesserung der Arbeitsbedingungen Verwendung finden, werden vom baulichen und betrieblichen Standpunkt analysiert.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 84–87

DK 669.14.018.28 : 621.981.2

Sgrumala, M., Ciucă, C. und *Razem, C.* : **Untersuchung des Verhaltens des 09G2-Stahls bei der Kaltformung durch Biegen.**

Es wird der Einfluss der Kaltformung von Blechen aus 09G2-Stahl beim Biegen auf die betreffenden mechanischen Eingenschaften behandelt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 87–93

DK 621.165-713.1 : 620.193.15

Cîrdu, M. : **Besonderheiten der meerwassergekühlten Anlagen mit Kondensationsdampfturbinen.**

Es wird die Korrosionswirkung des Meerwassers auf die Kühlvorrichtung der Kondensationsturbinen und die notwendigen Massnahmen für den Korrosionsschutz untersucht.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 93–101

DK 621.635

Moneanu, C. : **Betrachtungen über bauliche Lösungen zur Verbesserung der Betriebskenndaten von Zentrifugalventilatoren.**

Es werden eine Reihe aktueller technischer Verbesserungen im Bereich des Ventilatorenbaus dargelegt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 101–106

DK 621.791 : 669.71-412

Dumitrescu, M. : **Das Schweissen dicker Aluminiumstäbe.**

Der Verfasser analysiert zwei moderne Schweissverfahren, die bei der Verbindung dicker Aluminiumstäbe verwendet werden.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 107–112

DK 621.646 : 621.791 : 621.643.2

Pridvornic, M. : **Über die Verwendung geschweisster Fittingverbindungen an Hochdruckleitungen.**

Es wird die Verwendungsweise der geschweissten Fittings bei Hochdruckanlagen beschrieben.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 2, S. 113–116

CD 669.15-194 : 620.178.3

Bernath, A. et *Horovitz, B.* : **Sur la résistance à la fatigue de certains types d'aciers alliés améliorés.**

On expose les résultats d'une étude expérimentale effectuée dans le but de déterminer la résistance à la fatigue de certains types d'aciers alliés améliorés.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 65–75

CD 621.86/.87-592

Segal. H. et *Sîrbu, Gr.* : **La détermination des caractéristiques fonctionnelles des freins des engins de levage.**

On présente la construction d'un stand pour l'essai des freins destinés aux engins de levage et l'on insiste sur la méthode qui sert à mettre en valeur les résultats obtenus.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 75–83

CD 621.643

Dumitriu, N. : **L'emploi des dispositifs vibrants dans plusieurs processus technologiques en vue d'obtenir une amélioration des conditions de travail.**

L'auteur examine la construction et le fonctionnement d'une série d'installations dotées de dispositifs vibrants qui sont utilisés dans le but d'obtenir une amélioration des conditions de travail.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 84–87

CD 669.14.018.28 : 621.981.2

Sgrumala, M., *Ciucă, C.* et *Razem, C.* : **Le comportement de l'acier 09G2 pendant l'usinage réalisé par pliage à froid.**

On fait ressortir l'influence de l'usinage réalisé par le pliage à froid des tôles d'acier 09G2 sur les caractéristiques mécaniques respectives.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 87–93

CD 621.165-713.1 : 620.193.15

Cîrdu, M. : **Les particularités des installations de turbines à condensation, refroidies à l'aide de l'eau marine.**

L'auteur analyse l'action corrosive de l'eau marine sur l'installation de refroidissement des turbines à condensation, ainsi que les mesures à prendre pour assurer leur protection contre la corrosion.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 93–101

CD 621.635

Moneanu, C. : **Considérations sur certaines solutions adoptées dans la construction des ventilateurs centrifuges en vue d'obtenir l'amélioration de leurs caractéristiques.**

On examine plusieurs perfectionnements d'ordre technique réalisés dans la construction des ventilateurs.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 101–106

CD 621.791 : 669.71-412

Dumitrescu, M. : **Le soudage des grosses barres en aluminium.**

On étudie deux procédés modernes de soudage employés à l'assemblage des grosses barres en aluminium.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 107–112

CD 621.646 : 621.791 : 621.643.2

Pridvornic, M. : **Sur l'utilisation des raccords soudés dans les installations de conduites à haute pression.**

On décrit la méthode d'utilisation des raccords soudés dans les installations à haute pression.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 113–116

DC 669.15-194 : 620.178.3

Bernath, A. and *Horovitz, B* : **On the fatigue strength of some upgrading alloy-steel qualities.**

The results of an experimental study carried out for the fatigue strength determinations of some upgrading alloy-steel qualities are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 65–75

DC 621.86/.87-592

Segal, H. and *Sîrbu, Gr.* : **Determination of the functional characteristics of hoisting machine brakes.**

The construction of a testing stand for hoisting machine brakes is presented, showing the method of the turning to account of the experimental results obtained.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 75–83

DC 621. 643

Dumitriu, N. : **Utilization of vibrating devices in various technological processes in view of the rising of working conditions.**

A series of installations with vibrating devices used in industry is analysed from a structural and functional viewpoint, with the aim of rising the working conditions.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 84–87

DC 669.14.018.28 : 621.981.2

Sgrumala M., *Ciucă, C.* and *Razem, C.* : **Study of the 09G2-steel behaviour at cold bending.**

The effect of cold bending of the 09G2-steel sheet on the mechanical characteristics of same is pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 87–93

DC 621.165-713.1 : 620.193.15

Cîrdu, M. : **Characteristics of the sea-water cooled condensing steam turbines.**

The corrosive effect of sea-water on the cooling devices of condensing turbines is analysed and the necessary measures of anticorrosive protection are shown.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 93–101

DC 621.635

Moneanu, C. : **Considerations concerning some constructive solutions for the upgrading of centrifugal fans.**

A series of up-to-date technical upgrading methods of fan construction is pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 101–106

DC 621.791 : 669.71-412

Dumitrescu, M. : **The welding of thick aluminium bars.**

Two up-to-date welding methods for joining thick aluminium bars are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 107–112

DC 621.646 : 621.791 : 621.643.2

Pridvornic, M. : **On the use of fittings joined by welding on high-pressure pipelines.**

The methodics of employing welded fittings in high-pressure installations are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 2, p. 113–116

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, FEBRUARIE 1966, Nr. 2

CZ 669.15–194: 620.178.3

Asupra rezistenței la oboseală a unor sortimente de oțeluri aliate de îmbunătățire

ALEXANDRU BERNATH, BERNARD HOROVITZ și LUDOVIC SÓS

Determinarea caracteristicilor de oboseală ale sortimentelor de oțeluri de construcție prezintă o importanță dublă. Pe de o parte, prin cunoașterea lor s-ar putea prescrie cifre de rezistență obligator garantate prin încercări de recepție, punînd capăt situației actuale, în care recepționarea oțelurilor de construcție din care se fabrică piese supuse în exploatare la solicitări repetate se face încă pe baza unor încercări la solicitări singulare (tracțiune statică, îndoire, în unele cazuri reziliență). Pe de altă parte, s-ar putea pune la dispoziția constructorilor de mașini cifre de proiectare mai precise, care să permită o dimensionare mai economică. Se menționează că în prezent calculul de dimensionare în birourile de proiectare se efectuează în cazul solicitărilor variabile pe baza unor date din manuale, compilate, în general, din rezultatele unor lucrări de cercetare publicate în literatura de specialitate. Aceste date se referă, aproape în totalitatea lor, la oțeluri dintr-o anumită șarjă, cu compoziția chimică și tratamentul termic dat. Astfel de cifre nu prezintă însă nici o garanție pentru caracteristicile de oboseală ale diferitelor sortimente de oțeluri la care compoziția chimică și tratamentul termic — ca să nu se menționeze decît factorii principali — variază între anumite limite prescrise de standarde. În această situație, calculul de dimensionare trebuie să fie făcut cu mari rezerve de siguranță, ceea ce are drept consecință o dimensionare neeconomică.

Cauzele pentru care nu s-a ajuns — nici chiar în țările cele mai dezvoltate industrial — la o standardizare a cifrelor de rezistență la oboseală trebuie căutate în variabilitatea mare a caracteristicilor de oboseală în funcție de condițiile de încercare, de forma probei și de starea materialului cercetat. Astfel, cu mici diferențe în tratamentul termic, în mărimea sau forma epruvetei încercate sau în tehnica de încercare, se obțin rezistențe sensibil diferite. De aceea, se socotește că rezolvarea problemei poate fi întrevăzută numai ținînd seamă de trei principii de bază. În primul rînd condițiile de încercare, inclusiv forma epruvetelor, trebuie să fie cît mai strîns reglementate prin standarde. În al doilea rînd, prin neglijarea factorilor de influență secundari, respectiv a celor necontrolabili, caracteristicile de oboseală examinate trebuie să fie considerate ca o populație de mărimi aleatoare, caracterizate printr-o tendință medie și o dispersie, pentru metodele de analiza statistică a cifrelor de oboseală existînd astăzi date suficiente în literatură.

În al treilea rînd, factorii de influență principali — tratamentul termic, mărimea, forma — trebuie să fie examinați separat, tot pe baza unei analize statistice.

Volumul de încercări pentru rezolvarea acestei probleme este deosebit de mare și autorii cred că sarcina poate fi dusă la bun sfîrșit numai printr-o colaborare internațională. Totuși, la noi în țară s-au făcut în ultimii ani unele începuturi în această direcție. După reglementarea condițiilor de încercare la oboseală (STAS 5878–58), la Centrul de cercetări tehnice Timișoara al Academiei Republicii Socialiste România s-a trecut la determinarea cifrei de rezistență de bază—rezistența la oboseală la încovoiere rotativă pe epruvete netede — pentru principalele oțeluri folosite în construcția de mașini. După oțelurile carbon [1], [2] au început să fie examinate principalele oțeluri de construcție aliate, în acest articol prezentîndu-se rezultatele privind trei sortimente de oțeluri aliate, folosite pe scară largă în industria constructoare de mașini.

Cele trei calități de oțeluri aliate examinate au fost: 41 MoC 11, 40 C 10 și 40 CN 12*.

---

* La data începerii lucrărilor au fost în vigoare standardele pentru oțeluri aliate STAS 792-41, 873-58, 793-53, de atunci înlocuite prin STAS 791-63, în care oțelurile examinate apar sub denumirea de 41 MoC 11, 41 C 10, 41 CN 12, cu compoziție ușor modificată și caracteristici mecanice mai exigente.

Materialul pentru încercări a fost furnizat de trei oţelării: Industria Sîrmei-Cîmpia Turzii, Combinatul siderurgic Reşiţa şi Combinatul siderurgic Hunedoara. Compoziţia chimică a diferitelor şarje din oţelurile încercate este dată în tabela 1.

Tabela 1

Provenienţa	Nr. crt.	Sortimentul oţelului încercat	Nr. şarjei	Compoziţia chimică, %								
				C	Mn	Si	S	P	Cu	Cr	Ni	Mo
Industria Sîrmei-Cîmpia Turzii	A_1	41 MoC 11	1220	0,40	0,60	0,30	0,008	0,027	0,14	1,20	0,12	0,30
	A_2	41 Mo 11	1247	0,42	0,59	0,23	0,008	0,027	0,18	1,01	0,08	0,28
	A_3	41 Mo 11	1235	0,39	0,50	0,30	0,006	0,024	0,17	1,12	0,12	0,28
	A_4	40 C 10	1243	0,45	0,65	0,21	0,008	0,020	0,17	0,80	0,14	—
	A_5	40 C 10	669	0,38	0,60	0,26	0,006	0,018	0,15	0,97	0,13	—
	A_6	40 C 10	1314	0,43	0,70	0,33	0,008	0,032	0,17	0,95	0,08	—
	A_7	40 C N 12	845	0,41	0,76	0,37	0,008	0,018	0,14	0,57	1,35	—
	A_8	40 C N 12	799	0,40	0,80	0,20	0,006	0,020	0,16	0,60	1,35	—
	A_9	40 C N 12	835	0,40	0,80	0,40	0,006	0,019	0,14	0,65	1,50	—
Combinatul siderurgic Reşiţa	B_1	41 MoC 11	82635	0,42	0,66	0,23	0,016	0,017	0,22	1,14	—	0,22
	B_6	40 C 10	13573	0,45	0,62	0,36	0,033	0,025	0,21	1,05	0,09	—
	B_7	40 C N 12	92490	0,38	0,78	0,25	0,010	0,028	0,21	0,60	1,30	—
	B_8	40 C N 12	91654	0,40	0,71	0,35	0,020	0,035	0,19	0,57	1,31	—
	B_9	40 C N 12	92625	0,42	0,69	0,34	0,009	0,018	0,20	0,72	1,25	—
Combinatul siderurgic Hunedoara	C_1	41 MoC 11	12384	0,41	0,60	0,22	0,020	0,027	0,21	1,15	0,08	0,22
	C_2	41 MoC 11	12416	0,42	0,71	0,20	0,015	0,023	0,26	1,22	0,15	0,21
	C_3	41 MoC 11	12596	0,41	0,55	0,15	0,019	0,024	0,20	1,12	0,17	0,22
	C_4	41 MoC 11	13296	0,41	0,50	0,16	0,017	0,030	0,19	1,01	0,07	0,25
	C_5	41 MoC 11	13489	0,41	0,52	0,29	0,018	0,028	0,20	1,11	0,09	0,21
	C_6	40 C 10	12571	0,36	0,61	0,22	0,017	0,025	0,19	1,05	0,12	—
	C_7	40 C 10	70330	0,37	0,63	0,25	0,024	0,026	0,19	0,94	0,11	—
	C_8	40 C 10	70358	0,40	0,62	0,24	0,025	0,027	0,21	0,98	0,12	—
	C_9	40 C 10	72122	0,36	0,80	0,28	0,030	0,026	0,18	0,99	0,05	—
	C_{10}	40 C 10	72150	0,37	0,70	0,38	0,030	0,030	0,18	0,95	0,04	—
	C_{11}	40 C N 12	72203	0,40	0,62	0,23	0,025	0,024	0,18	0,60	1,10	—
	C_{12}	40 C N 12	12784	0,40	0,70	0,23	0,017	0,023	0,19	0,62	1,11	—
	C_{13}	40 C N 12	12791	0,40	0,62	0,21	0,017	0,024	0,18	0,50	1,18	—
	C_{14}	40 C N 12	13331	0,42	0,78	0,20	0,019	0,025	0,20	0,74	1,20	—
	C_{15}	40 C N 12	13367	0,40	0,78	0,28	0,018	0,026	0,19	0,63	1,26	—

Oţelurile examinate au fost supuse unui tratament termic de îmbunătăţire conform standardelor pentru oţelurile respective, revenirea făcîndu-se la cele două temperaturi limită prescrise în standarde (500°C şi 600°C la 41 MoC 11 şi la 40 C 10, respectiv 540°C şi 600°C la 400 CN 12).

La cele trei sortimente au fost încercate astfel în total 48 serii provenind din diferite şarje, cîte 24 la fiecare dintre cele două temperaturi de revenire.

În acest fel s-a căutat să se obţină limitele extreme ale rezistenţei la oboseală în cazul cînd temperaturile de tratament termic se încadrează în valorile standardizate.

Oţelurile îmbunătăţite au fost încercate la tracţiune şi la oboseală prin încovoiere rotativă cu epruvete netede. Prin corelarea datelor obţinute din cele două tipuri de încercări s-a urmărit în primul rînd determinarea valorilor minime ce pot fi garantate pentru rezistenţa la oboseală, cînd sînt respectate valorile prescrise pentru caracteristicile mecanice determinate la tracţiune, controlate prin încercări de recepţie (avîndu-se în vedere, aşa cum s-a mai menţionat, că deocamdată standardele nu prevăd încercări de recepţie pentru garantarea unei valori minimale a rezistenţei la oboseală). În al doilea rînd, găsirea unei corelaţii generale între cifrele de rezistenţă la tracţiune şi la oboseală, valabilă pentru toată gama oţelurilor de construcţie de îmbunătăţire ar permite stabilirea aproximativă a rezistenţei la oboseală din rezistenţa la tracţiune, mult mai uşor de determinat.

Valorile caracteristicilor mecanice obţinute la încercarea de tracţiune sînt trecute în tabelele 2a (oţel Mo C 11), 2b (oţel 40 C 10) şi 2c (oţel 40 CN 12). Din examinarea tabelei rezultă că — cu puţine excepţii — valorile caracteristicilor mecanice de tracţiune nu scad sub valorile admise în STAS-uri.

Încercările de oboseală s-au executat pe maşini care solicită epruvete* în consolă la încovoiere rotativă (ciclu alternant simetric). Întrucît a prezentat interes numai determinarea rezistenţei la oboseală, nu şi trasarea curbei Wöhler, încercările s-au efectuat după metoda treptelor [3], la care toate epruvetele sînt încercate în mod necesar la solicitări situate în jurul valorii medii a rezistenţei la oboseală, totalitatea rezultatelor permiţînd determinarea tendinţei centrale a rezistenţei la oboseală şi

---

* Epruvete torice, conform STAS 5878-58.

Tabela 2a

	A_1		A_2		A_3		B_1		C_1		C_2		C_3		C_4		C_5	
Temperatura de revenire	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C
δ_{10} mediu	5,41*	11,26	6,00	6,00*	6,37	6,36*	9,90	10,58	7,20	8,69	6,00	10,50	4,82	5,98
minim	5,10*	10,74	5,49	5,45*	5,48	5,25*	9,38	10,03	6,66	8,49	5,36	10,38	4,04	4,73
δ_5** mediu	12,1	17,2	10,9	13,0	11,3	14,5	15,8	16,8	12,3	14,3	10,8	16,8	8,7	8,6
minim	11,9	16,3	10,5	11,8	10,5	14,0	15,2	16,0	11,7	14,2	10,3	16,7	7,6	6,8
norme	STAS 792-49 ; $\delta_5 \geqslant 9\%$				STAS 791-63 : $\delta_5 \geqslant 10\%$					DIN 17 200 : $\delta_5 \geqslant 10\%$				
mediu	49,4	60,1	44,1	50,3	46,3	54,9	56,9	64,8	48,8	55,8	44,7	64,0	31,7	24,0
z minim	48,1	58,8	42,5	47,0	45,5	54,1	55,4	64,2	47,6	55,0	43,0	63,7	26,0	17,0
norme	STAS 792-49 : —				STAS 719-63 : $z \geqslant 50\%$					DIN 17 200 : $z \geqslant 40\%$				
σ_c mediu	123,7	89,2	129,4	110,2	126,2	96,9	115,8	94,4	115,0	103,3	133,5	88,3	128,7	104,6
minim	122,5	89,0	123,0	108,5	122,5	95,0	115,0	93,5	114,0	98,7	131,0	86,5	113,0	100,7
norme	STAS 792-49 : $\sigma_c \geqslant 71$ kgf/mm²				STAS 719-63 : $\sigma_{0.2} \geqslant 75$ kgf/mm²					DIN 17 200 : $\sigma_c \geqslant 90$ kgf/mm²				
σ_r mediu	130,3	98,7	134,2	115,4	134,2	105,2	124,3	102,5	125,7	114,8	138,3	99,5	137,0	116,5
minim	129,0	98,0	131,0	114,0	133,0	104,0	123,0	101,5	123,5	112,5	135,5	97,5	123,0	115,0
norme	STAS 792-49 : $\sigma_r = 95 \ldots 110$ kgf/mm²				STAS 791-63 : $\sigma_r \geqslant 95$ kgf/mm²					DIN 17 200 : $\sigma_r = 110 \ldots 130$ kgf/mm				
σ_u mediu	185,5	169,5	187,5	172,0	207,0	170,0	190,0	178,5	184,0	180,0	185,0	177,0	177,0	142,5
minim	183,5	165,5	182,0	168,0	190,0	168,0	189,0	175,5	183,0	176,0	169,0	173,0	164,0	135,5

* Calculate din alungirile δ_{20} (determinate pe epruvete $l/d = 20$).

** Alungirile δ_5 s-au calculat din alungirile δ_{10}, după W. Kuntze (Arch. Eisenhüttenwesen, v. 9, 1935/36, p. 509).

Tabela 2b

	A_4		A_5		A_6		B_6		C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}	
Temperatura de revenire	500⁰C	600⁰C	500⁰C	600⁰C	500⁰C	600⁰C	500⁰C	600⁰C	500⁰C	600⁰C	500⁰C	600⁰C	500⁰C	600⁰C
δ_{10} mediu	7,34*	11,20	6,25*	10,50	6,06*	11,53	6,25	9,75	8,04	11,32	8,29	11,75	5,94	10,30
minim	7,00*	10,41	5,75*	9,93	5,70*	10,70	5,77	9,03	7,43	11,03	7,76	9,87	5,82	9,80
** mediu	14,82	17,4	14,30	16,1	13,7	17,8	11,3	15,8	13,7	17,7	14	18	11,1	16
δ_5 minim	14,6	16,5	14	16	13,6	17	10,9	15,1	13,1	17,3	13,4	16	11	15,4
Norme :	STAS 873-53 : $\delta_5 \geqslant 9\%$					STAS 719-63 : $\delta_5 \geqslant 10\%$				DIN 17 200 : $\delta_5 \geqslant 11\%$				
mediu	55,7	63,9	56,6	61,2	54,5	63,8	46,8	59,2	56,1	65,7	55,9	63,3	48,4	54,9
z minim	54,7	61,5	54,5	60,5	54	63	41,8	56,3	54,5	64,8	52,9	60,8	48,3	52
Norme :	STAS 873-53 : —					STAS 791-63 : $z \geqslant 45\%$				DIN 17 200 : $z \geqslant 45\%$				
mediu	88,2	71,7	91,5	82,3	92,0	74,9	111,8	85,0	100,7	75,3	95,2	75,6	116,3	79
σ_c minim	86	67,7	87	78,2	85,2	68,9	108,0	83,2	97,7	73,5	94,2	71,3	114,5	73
Norme :	STAS 873-53 : $\sigma_c \geqslant 65$ kgf/mm²					STAS 719-63 : $\sigma_{0.2} \geqslant 70$ kgf/mm²				DIN 17 200 : $\sigma_c \geqslant 80$ kgf/mm²				
mediu	101,3	84,5	103,9	91,5	108,2	86,7	119,2	96,0	109,1	89,1	107,4	88,3	122,3	90,9
σ_r minim	99,8	79,5	100,1	94,5	108,0	83,3	117,0	95,5	107,5	88,5	105,2	84,0	121,5	86,8
Norme :	STAS 873-53 ; $\sigma_r = 85 \ldots 105$ kgf/mm²					STAS 791-63 : $\sigma_r \geqslant 90$ kgf/mm²				DIN 17 200 : $\sigma_r = 100 \ldots 120$ kgf/mm²				
σ_u mediu	142,2	161,0	168,0	163,0	170,0	118,0	169,8	161,7	171,6	168,0	170,3	157,0	177,5	152,0
minim	163,5	151,0	164,0	161,0	168,0	115,0	160,0	150,0	171,0	166,0	168,0	153,0	177,0	143,0

* Calculate din alungirile δ_{20} (determinate pe epruvete $l/d = 20$).

** Alungirile δ_5 s-au calculat din alungirile δ_{10}, după W. Kuntze (Arch.Eisenhüttenwesen, v. 9, 1935/36, p. 509).

Tabela 2 c

	A_7		A_8		A_9		B_7		B_8		B_9		C_{11}		C_{12}		C_{13}		C_{14}		C_{15}	
Temperatura de revenire	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C
δ_{10} mediu	10,53	12,35	11,18	11,62	9,72	11,74	8,36	11,14	7,72	9,88	10,27	10,66	9,03	10,45	8,21	9,89	7,90	11,19				
δ_{10} minim	9,89	11,78	10,87	10,04	9,31	11,35	8,11	11,00	7,47	9,71	8,90	9,92	8,71	10,20	7,92	9,80	7,67	11,00				
Norme :																						
δ_5 * mediu	16,8	18,4	16,7	17,7	15,3	17,9	14,1	17,3	13,3	15,8	15,9	16,8	15,0	16,7	13,8	15,8	13,4	17,0				
minim	15,7	17,8	16,3	16,3	14,9	17,6	13,9	17,1	12,9	15,6	14,2	15,9	14,6	16,4	13,5	15,6	13,2	16,3				
Norme :	STAS 793-53 : $\delta_5 \geqslant 10\%$						STAS 791-63 : $\delta_5 \geqslant 11\%$						DIN 1662 ** $\delta_5 \geqslant 16\%$									
z mediu	56,9	59,5	52,0	54,2	51,6	61,6	55,0	60,9	51,6	58,2	53,4	60,9	57,8	63,6	52,1	59,1	51,7	59,6				
z minim	55,7	57,5	47,7	52,7	51,0	60,5	54,6	60,2	50,8	57,6	50,7	59,3	56,8	63,1	50,7	58,5	49,2	57,8				
Norme :	STAS 793-53 : —						STAS 719-63 : $z \geqslant 45\%$						DIN 1662 : —									
σ_c mediu	87,1	83,0	88,7	79,5	94,7	82,1	103,6	90,7	109,5	94,6	103,2	86,8	98,1	85,1	100,2	91,2	103,7	85,9				
σ_c minim	86,0	82,5	88,0	78,5	93,7	81,5	103,0	88,7	107,5	92,3	101,2	85,8	97,8	84,5	99,8	90,5	103,0	85,0				
Norme :	STAS 793-53 : $\sigma_c \geqslant 63$ kgf/mm²						STAS 791-63 : $\sigma_c \geqslant 85$ kgf/mm²						DIN 1662 : $\sigma_c \geqslant 52$ kgf/mm²									
σ_r mediu	95,8	91,8	96,7	89,5	103,7	91,7	105,3	91,4	112,1	96,1	112,1	97,9	105,5	94,8	109,5	100,6	112,3	95,2				
σ_r minim	94,7	91,0	95,2	89,0	103,0	91,0	105,0	88,9	111,0	94,9	110,0	96,0	105,0	94,5	108,5	100,5	111,8	94,7				
Norme :	STAS 793-53 : $\sigma_r = 82\ldots105$ kgf/mm²						STAS 791-63 : $\sigma_r \geqslant 100$ kgf/mm²						DIN 1662 : $\sigma_r \geqslant 75$ kgf/mm²									
σ_u mediu	160,0	157,0	149,0	147,0	158,6	159,7	167,0	160,3	165,0	156,0	171,0	162,0	172,0	169,9	170,0	166,0	179,7	164,0				
minim	158,0	153,0	143,0	146,0	158,0	158,5	165,0	159,0	162,0	151,0	169,0	161,0	170,0	166,5	169,0	164,0	168,0	162,5				

* Alungirile δ_5 s-au calculat din alungirile δ_{10}, după W. Kuntze (Arch. Einsenhüttenwesen, v.9, 1935/36, p. 509).
** DIN 17 200 nu cuprinde oţeluri crom-nichel de îmbunătăţire.

evaluarea dispersiei statistice (observaţia 1). Au fost încercate după această metodă cîte 20—30 epruvete la fiecare dintre cele 48 serii menţionate.

În literatură [4] sînt date relaţii pentru evaluarea tendinţei centrale exprimată prin valoarea medie a rezistenţei la oboseală şi a dispersiei, exprimată prin abaterea medie pătratică. Din examinarea evaluărilor obţinute din aceste relaţii reiese că în timp ce evaluarea calculată pentru valoarea medie este apropiată de valoarea probabilă, pentru abaterea medie pătratică se obţin, în general, valori mult prea mari faţă de valoarea probabilă.

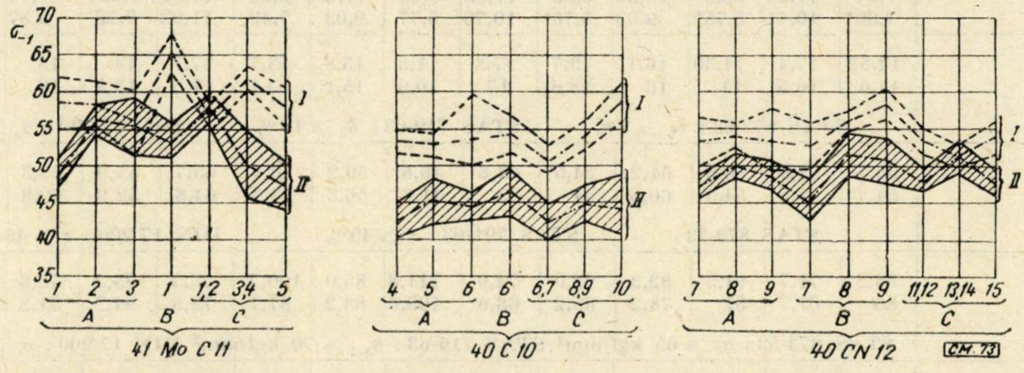


Fig. 1

De aceea, la evaluarea abaterii medii pătratică s s-a adoptat o altă metodă de calcul, folosită pentru unitatea calculului şi la evaluarea valorii medii a rezistenţei la oboseală σ_{-1m} (observaţia 2).

În tabela 3 sînt date evaluările astfel calculate pentru σ_{-1m} şi s, precum şi valorile evaluate ale solicitărilor $\sigma_{-1\,5}$ şi $\sigma_{-1\,95}$, corespunzînd la o probabilitate de 5%, respectiv de 95% de rupere, considerate drept limita inferioară, respectiv superioară a rezistenţei la oboseală. Aceste solicitări se calculează * din relaţiile

$$\sigma_{-1\,5} = \sigma_{-1m} - 1{,}645\ s \quad \sigma_{-1\,95} = \sigma_{-1m} + 1{,}645\ s.$$

Valorile din tabela 3 sînt reprezentate în figura 1 în care sînt date zonele de variaţie ale rezis-

---

* În ipoteza unei distribuţii normale a frecvenţei cumulate a ruperilor (sau a supravieţuirilor) în funcţie de solicitarea σ_{-1} la un număr dat de cicluri de solicitare N_0, pînă la care se continuă încercarea.

Tabela 3

OȚEL 41 MoC 11

	A_1		A_2		A_3		B_1		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	
Temperaturi de revenire	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C
σ_{-1m}	58,40	48,83	58,30	56,30	56,30	55,40	65,43	53,25	56,60	57,60	61,90	50,10	57,95	47,28
s	2,16	1,16	1,78	1,12	2,40	2,32	1,61	1,40	1,07	1,28	0,96	2,72	1,78	1,81
σ_{-1} 5%	54,84	46,92	55,35	54,46	52,35	51,58	62,79	50,95	54,84	55,50	60,32	45,62	55,03	44,25
95%	61,96	50,74	61,25	58,14	60,25	59,22	68,07	55,55	58,36	59,70	63,48	54,58	60,87	50,21

OȚEL 40 C 10

	A_4		A_5		A_6		B_6		C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}	
Temperaturi de revenire	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C	500°C	600°C
σ_{-1m}	53,40	42,52	52,90	45,23	53,60	44,50	54,47	46,50	50,60	42,50	54,00	44,90	58,70	44,35
s	0,88	1,40	0,97	1,90	2,06	1,05	1,52	1,90	0,90	1,45	1,19	1,43	1,63	2,11
σ_{-1} 5%	51,95	40,20	51,30	42,11	50,22	42,77	51,97	43,38	49,12	40,12	52,04	42,54	56,02	40,88
95%	54,85	44,84	54,50	48,35	59,68	46,23	56,97	49,62	52,08	44,88	55,96	47,26	61,38	47,82

OȚEL 40 CN 12

	A_7		A_8		A_9		B_7		B_8		B_9		C_{11}	C_{12}	C_{13}	C_{14}	C_{15}	
Temperaturi de revenire	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C	540°C	600°C
σ_{-1m}	53,33	47,20	54,04	50,00	53,63	48,63	52,70	45,34	56,00	51,60	58,30	50,76	53,30	47,86	51,40	51,13	53,57	47,50
s	1,97	0,95	1,11	1,07	2,49	1,23	2,04	1,78	0,84	1,77	1,29	1,80	1,02	0,84	0,97	1,29	1,32	1,06
σ_{-1} 5%	50,09	45,64	52,22	48,24	49,53	46,61	49,35	42,42	54,62	48,69	56,18	47,80	51,62	46,48	49,80	49,00	51,40	45,75
95%	56,57	48,76	55,86	51,76	57,73	50,65	56,05	48,26	57,38	54,51	60,42	53,72	54,98	49,24	53,00	53,26	55,74	49,25

tenței la oboseală obținute la două temperaturi de revenire ; I — revenire la 500°C (la 40 MoC 11 și 40 C 10), respectiv la 540°C (la 40 CN 12) ; II — revenire la 600°C. Limita inferioară a zonelor corespunde la o probabilitate de rupere de 5%, cea superioară la o probabilitate de rupere de 95%, iar linia mediană a zonelor corespunde la o probabilitate de rupere de 50%.

Din examinarea acesteia rezultă, așa cum era de așteptat, că rezistența la oboseală a epruvetelor netede la oțelurile revenite la limita superioară a intervalului de temperaturi din standarde este mai redusă — cu 5—10 kgf/mm² — decît a epruvetelor din oțeluri revenite la limita inferioară. Diferențierea este cea mai mare la 40 C 10 și cea mai mică la 40 CN 12. Este de remarcat și dispersia relativ mare a cifrelor de rezistență la oboseală.

Pentru evaluarea tendinței centrale și a dispersiei rezistenței la oboseală a sortimentelor de oțeluri, ținînd seamă de tratamentele termice de revenire, datele obținute din cele 48 serii de oţeluri încercate au fost grupate după sortiment şi tratament termic, determinîndu-se pentru cele şase grupe astfel formate σ_{-1m}, $\sigma_{-1\,5}$, $\sigma_{-1\,95}$, precum şi s.

Pentru calculul valorilor evaluate pentru aceste caracteristici se consideră că epruvetele din diferite şarje, încercate după metoda treptelor, aparţin unui colectiv mai general, corespunzînd unui sortiment de oţel, la un tratament termic dat. Parametrii statistici ai colectivului general pot fi evaluaţi din datele obţinute din încercările de oboseală ale seriilor, pe două căi:

a) prin calculul valorilor σ_{-1m} şi s ale colectivului general din valorile corespunzătoare σ_{-1m} şi s ale seriilor aparţinînd colectivului dat (observaţia 3);

b) prin metoda probit, însumînd procentajele de ruperi ale seriilor aparţinînd aceluiaşi colectiv general (observaţia 4).

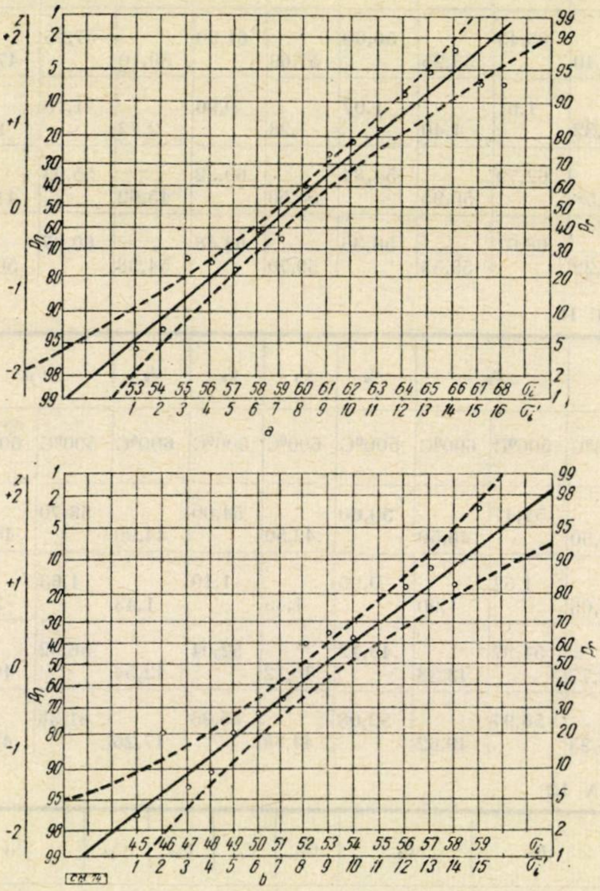


Fig. 2

Rezultatele prelucrării datelor experimentale după varianta b, metoda probit, folosită şi la determinarea limitelor rezistenţei la oboseală ale oţelurilor nealiate de îmbunătăţire [1], [2] sînt arătate în figurile 2, 3 şi 4. Dreptele din aceste figuri reprezintă variaţia procentajului de epruvete rupte (p_r — epruvete rupte, %; p_n — epruvete nerupte, %; z — valoarea transformată a probabilităţii p_n) în funcţie de solicitare, la cele trei sortimente de oţeluri examinate 41 Mo C 11 (fig. 2), 40 C 10 (fig. 3) şi 40 CN 12 (fig. 4), pentru tratamentele limită de revenire după STAS călire şi revenire la 500°C (a), la 600°C (b). Curbele de pe o parte şi de pe alta a dreptelor delimitează zonele de certitudine, corespunzînd unei siguranţe de 95%.

Diagramele din figurile 2, 3 şi 4 permit determinarea limitelor rezistenţei la oboseală corespunzătoare unei probabilităţi de rupere de 5%, considerată ca limită inferioară şi de 95%, considerată ca limită superioară. O extrapolare pentru limite mai largi, spre exemplu cele corespunzătoare la probabilităţi de rupere de 2%, respectiv 98%, pe baza materialului experimental de care se dispune, nu ar mai prezenta o suficientă siguranţă.

Limitele rezistenţei la oboseală corespunzătoare unei probabilităţi de rupere de 5%, respectiv 95% pentru cele trei oţeluri aliate examinate, revenite la temperaturile limită admise

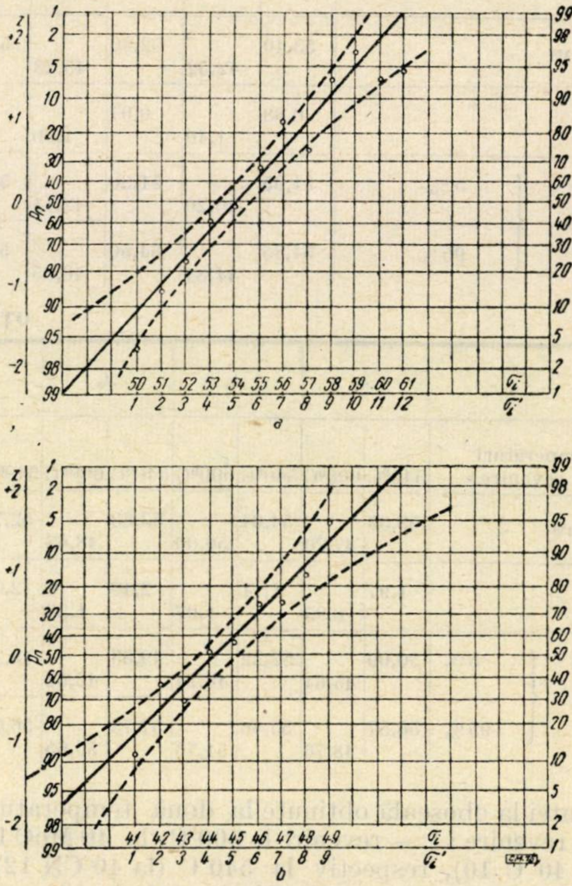


Fig. 3

în STAS, precum şi zonele de certitudine (95%) respective sînt redate în tabela 4.

Cu ocazia studiului efectuat s-au făcut şi unele încercări comparative pentru a vedea dacă rezultatele încercărilor de oboseală efectuate pe epruvete de diferite diametre, în domeniul uzual (6—12 mm diametru) sînt sau nu identice. S-au încercat prin metoda treptelor epruvete cu diametre de 8 și 10 mm; rezultatele încercărilor ilustrate în figura 5 evidențiază diferențe pînă la 20% între rezistențele la oboseală ale oțelului 40 C 10 determinate pe epruvete ale căror diametre diferă numai cu 20%—8 mm (punctele superioare) și 10 mm (punctele inferioare). La celelalte două oțeluri studiate s-au obținut de asemenea diferențe simțitoare, deși ceva mai mici. Rezultatele acestor încercări nu fac decît să sublinieze necesitatea standardizării internaționale a epruvetelor pentru încercări de oboseală.

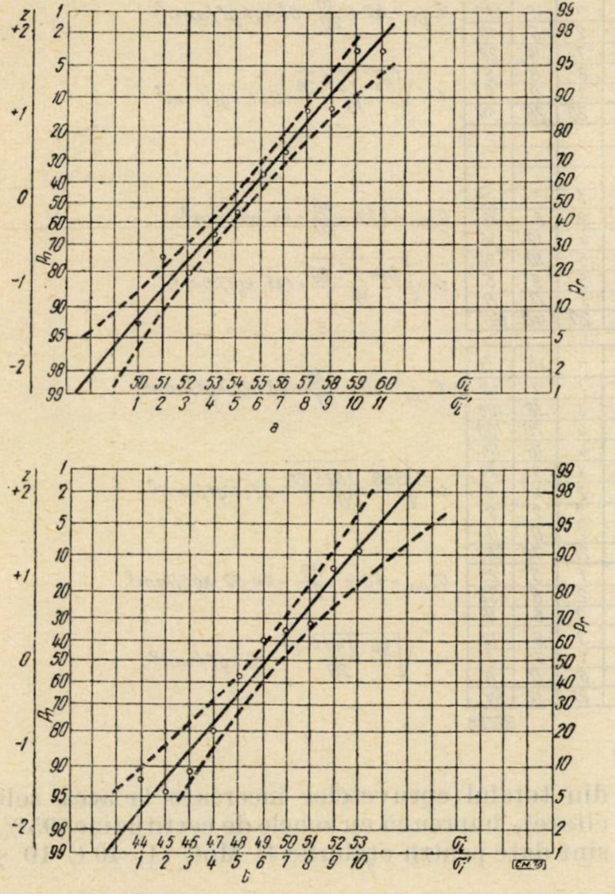


Fig. 4

Corelația dintre rezistența la tracțiune și rezistența la oboseală. În partea introductivă a articolului s-a arătat importanța corelației dintre rezistența la tracțiune σ_r și rezistența la oboseală σ_{-1m}. Pentru determinarea experimentală a unei astfel de corelații — valabile pentru toate oțelurile de construcție de îmbunătățire ($C = 0{,}25 - 0{,}80\%$), nealiate și aliate, în stare recoaptă, normalizate și îmbunătățite — s-au colaționat datele din încercări proprii (semne goale, fig. 6) privind oțelurile nealiate OLC 35, OLC 45, OLC 60, OLC 43 AT, OLC 47 AT, oțelurile aliate 41 Mo C 11, 40 C 10, 40 CN 12, precum și o șarjă din oțel 50 VC 11. La aceste date s-au adăugat și unele cifre din literatură (semne pline, fig. 6). În figura 6 sînt reprezentate punctele experimentale, precum și curba $\sigma_{-1} = f(\sigma_r)$ pentru oțelurile menționate recoapte sau normalizate (▲ și △) și îmbunătățite (● și ○). Analiza statistică a rezultatelor a arătat că 95% din rezultate sînt cuprinse într-o zonă de ±5 kgf/mm², situată de o parte și de alta a curbei medii. De aici rezultă că, pe baza corelației dintre σ_{-1} și σ_r, rezistența la oboseală a oțelurilor de îmbunătățire, supuse tratamentelor termice menționate, se poate determina cu o precizie medie de ±5% (cu o siguranță de 95%).

Concluzii. Din studiul experimental efectuat rezultă următoarele concluzii.

1. La oțelurile îmbunătățite, temperatura de revenire exercită o influență determinantă asupra rezistenței la oboseală. În cazul oțelurilor examinate — un oțel crom-molibden, un oțel crom și un oțel crom-nichel — s-au obținut diferențe mai mari, 10—20%, între rezistențele la oboseală ale aceluiași oțel revenit la cele două temperaturi limită admise de STAS, decît între

Tabela 4

Sortimentul		41 MoC 11		40 C 10		40 CN 12	
Temperatura de revenire		500°C	600°C	500°C	600°C	540°C	600°C
Probabilitatea de rupere, 5%	limite	50,6...54,0	42,4...47,2	46,6...50,1	36 ...40,3	47,7...50,2	42,9...45,6
	valoarea probabilă	52,8	45,6	49,0	37,6	49,3	44,5
Probabilitatea de rupere, 50%	limite	58,9...59,9	51,8...53,6	53,3...54,5	43,6...45,0	53,8...54,5	48,7...49,7
	valoarea probabilă	59,3	52,7	53,9	44,25	54,1	49,2
Probabilitatea de rupere, 95%	limite	64,7...67,4	58,0...62,6	58,0...60,7	48,3...52,7	58,3...60,1	52,7...55,7
	valoarea probabilă	66,0	59,8	58,9	49,9	59,0	53,7

rezistenţele la oboseală a două sortimente diferite, deşi caracteristicile la tracţiune nu au depăşit limitele prescrise în STAS. Plecînd de la această constatare mai rezultă că la diferite organe de maşini nu este suficient să se prescrie în proiecte „îmbunătăţit conform STAS", ci este util să se delimiteze mai strîns temperatura de revenire, în funcţie de destinaţia piesei.

2. Limitele inferioare şi superioare probabile ale rezistenţei la oboseală la încovoiere rotativă cu epruvete netede, corespunzînd unei probabilităţi de rupere de 5%, respectiv de 95% (solicitările la care se rup 5%, respectiv 95% din totalul epruvetelor încercate la acea solicitare), împreună cu zonele de certitudine (95%) sînt date pentru oţelurile 41 MoC 11, 40 C 10 şi 40 CN 12 în tabela 4. Considerînd ca valoare sigură marginea inferioară a zonei de certitudine a limitei inferioare (pentru 5% ruperi) se obţin la temperatura de revenire de 600°C ur-

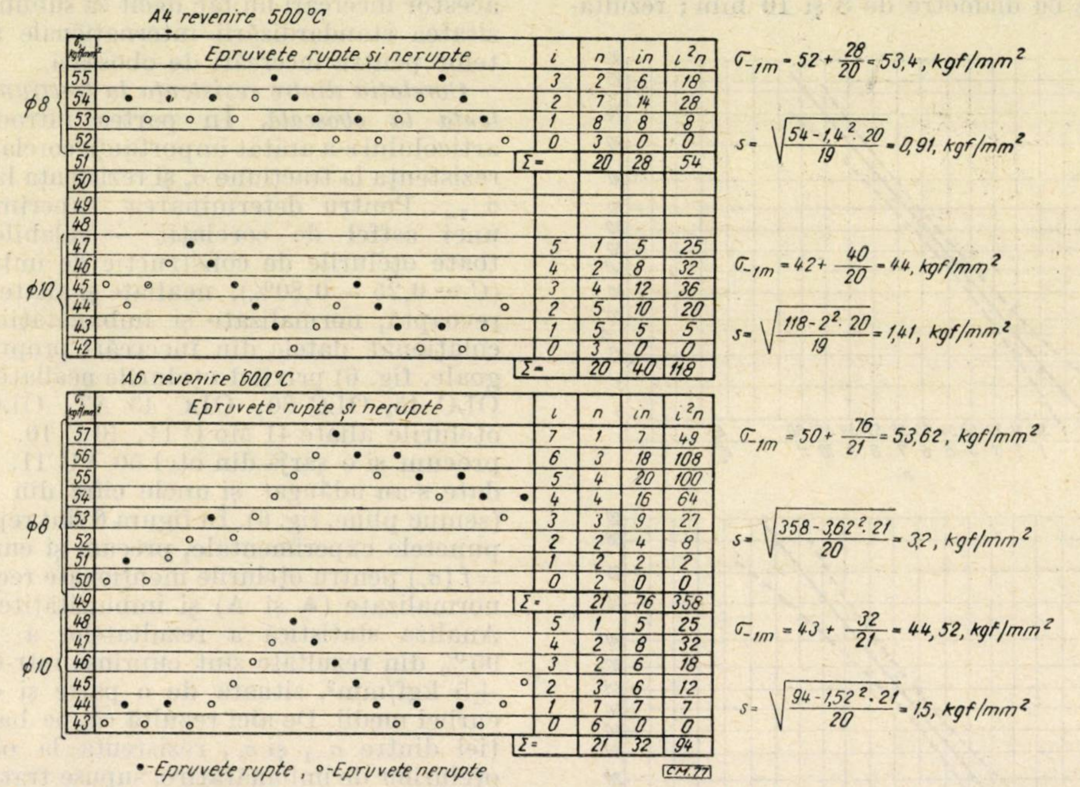


Fig. 5

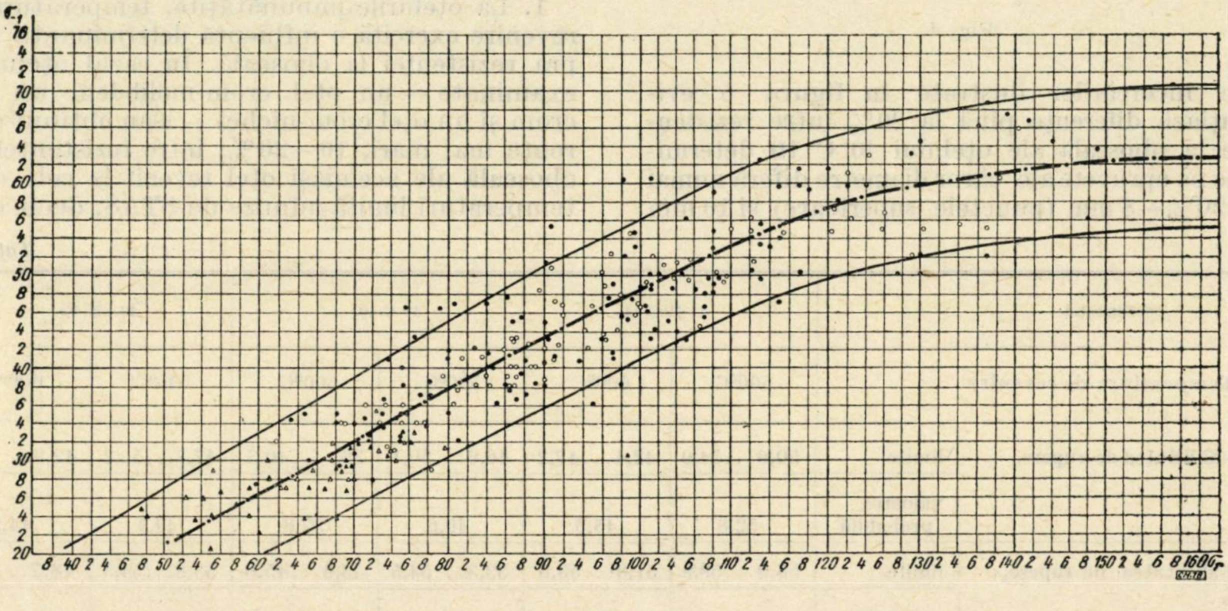


Fig. 6

mătoarele valori de proiectare pentru cele trei oţeluri: 42,5 kgf/mm^2 la 41 MoC 11, 36,0 kgf/mm^2 la 40 C 10 şi 43,0 kgf/mm^2 la 40 CN12. Valorile date în literatură [5], [6], [7] pentru diferitele oţeluri încercate în străinătate, din sortimentele menţionate, se încadrează bine în limitele din tabela 4. Concordanţa rezultatelor obţinute cu datele din literatură rezultă, de altfel, şi din figura 6.

3. Rezultatele încercărilor efectuate prezintă la unele şarje o dispersie pronunţată, astfel încît lărgimea zonei ce cuprinde 90% din rezultate poate ajunge în unele cazuri pînă la 15—20% din valoarea rezistenţei la oboseală medie. Întrucît tratamentul termic s-a efectuat în condiţii îngrijite şi tehnica de încercare a fost riguros controlată, rezultă că această dispersie nu poate proveni decît din elaborarea oţelurilor. Această concluzie s-a impus şi la studiul comportării la oboseală a oţelurilor de îmbunătăţire nealiate. Printr-o elaborare mai îngrijită, dispersia s-ar putea reduce la 5—10% din valoarea medie a rezistenţei la oboseală, în sens favorabil,fiind posibilă astfel o majorare pînă la 10% a limitei inferioare a rezistenţei la oboseală.

4. Zona de dispersie relativ restrînsă, care caracterizează corelaţia dintre rezistenţa la tracţiune şi rezistenţa la oboseală a oţelurilor de îmbunătăţire ($C = 0{,}25-0{,}80\%$) în stare recoaptă, normalizată sau îmbunătăţită, permite folosirea acestei corelaţii pentru determinarea aproximativă a rezistenţei la oboseală din rezistenţa la tracţiune.

5. Diferenţele mari ce se obţin la rezistenţa la oboseală, determinată pe epruvete cu diametre chiar foarte apropiate (8 şi 10 mm diametru), impun standardizarea internaţională a epruvetelor la oboseală.

Observaţia 1. Metoda treptelor constă în încercarea consecutivă a epruvetelor dintr-o serie, nivelul de tensiune la care se încearcă o epruvetă depinzînd de rezultatul încercării precedente: în cazul cînd epruveta precedentă s-a rupt, epruveta următoare se încearcă la o solicitare inferioară cu o treaptă; în cazul cînd nu s-a rupt, la o solicitare superioară cu o treaptă. Încercările continuă pînă la epuizarea tuturor epruvetelor din serie, treptele de solicitare menţinîndu-se constant în decursul încercării (pentru oţeluri 1—2 kgf/mm^2). Se ţine seamă de rezultate începînd de la prima pereche de epruvete cu rezultate contrare (rupt-nerupt).

Observaţia 2. Metoda adoptată de calcul pentru evaluarea tendinţei centrale şi a dispersiei nu necesită nici o ipoteză asupra distribuţiei statistice şi se bazează pe asimilarea nivelelor de tensiune la care s-au încercat diferitele epruvete, atît cele rupte, cît şi cele nerupte, cu rezistenţa la oboseală individuală a epruvetelor respective, ce diferă de la epruvetă la epruvetă, datorită neomogenităţii materialului.

Pe baza ipotezei adoptate, tendinţa centrală şi dispersia unei serii, exprimate prin valoarea evaluată a rezistenţei medii la oboseală σ_{-1m}, respectiv a abaterii medii pătratice s, se calculează din rezultatele încercărilor după metoda treptelor (observaţia 1) cu relaţiile:

$$\sigma_{-1m} = \sigma_0 + \frac{\Sigma n_i (\sigma_i - \sigma_0)}{\Sigma n_i}$$

$$s = \sqrt{\frac{\Sigma n_i (\sigma_i - \sigma_{-1m})^2}{\Sigma n_i - 1}} = \sqrt{\frac{\Sigma n_i (\sigma_i - \sigma_0)^2 - (\sigma_{-1m} - \sigma_0)^2 \, \Sigma n_i}{\Sigma n_i - 1}}$$

unde:

n_i este numărul total al epruvetelor încercate la un nivel de solicitare (rupte-nerupte);

σ_i — nivelul de solicitare considerat, însumările efectuîndu-se pentru toate nivelele de solicitare survenite în încercare;

σ_0 — nivelul de solicitare de referinţă, ales arbitrar la solicitarea cea mai joasă ce intervine în încercare.

Deşi ipoteza care stă la baza acestui calcul nu este exactă, rezistenţa individuală a epruvetelor rupte fiind mai mică, iar a celor nerupte mai mare decît nivelul de solicitare la care au fost încercate, totuşi evaluările calculate în această ipoteză pentru σ_{-1m} şi s pot fi considerate ca apropiate de valorile reale, întrucît erorile produse se compensează. Într-adevăr, diferenţele $(\sigma_{-1} - \sigma_{-1m})$ şi $(\sigma_{-1} - \sigma_{-1m})^2$, care determină valorile calculate ale lui $\sigma_{-1\,m}$, respectiv s, la epruvetele rupte la solicitări $\sigma_i > \sigma_{-1m}$ sînt mai mici pentru valorile reale ale rezistenţelor individuale ale probelor decît pentru valorile calculate, pe cînd la epruvetele rupte la solicitări $\sigma_i < \sigma_{-1m}$ ele sînt mai mari.

La epruvetele nerupte, situaţia este inversă: la $\sigma_i > \sigma_{-1m}$ diferenţele reale sînt mai mari decît cele calculate, pe cînd la $\sigma_i < \sigma_{-1m}$ ele sînt mai mici. La un număr suficient de mare de epruvete se poate deci considera că evaluările pentru σ_{-1m} şi s, ce exprimă tendinţa centrală şi dispersia rezistenţei individuale a epruvetelor încercate, determinate în cazul asimilării nivelelor de încercare cu rezistenţele individuale ale epruvetelor, nu diferă mult de valorile reale.

Metoda de calcul expusă este ilustrată în figura 5, unde se arată calculul valorii medii a rezistenţei la oboseală şi a abaterii medii pătratice pentru cîteva serii de epruvete din oţel 40 C 10 încercate după această metodă.

Observaţia 3. La un colectiv de date obţinute din serii de n_i încercări, avînd valoarea medie şi abaterea medie pătratică, respectiv egală cu σ_{-1mi} şi s_i, tendinţa centrală exprimată prin valoarea medie a întregului colectiv $\overline{\sigma_{-1m}}$ se determină din relaţia

$$\overline{\sigma_{-1m}} = \frac{\Sigma n_i \, \sigma_{-1mi}}{\Sigma n_i}.$$

Pentru caracterizarea dispersiei colectivului se obţine o bună evaluare a abaterii medii pătratice $\overline{s}$ a întregului colectiv, folosind relaţia [8]:

$$\overline{s}^2 = \frac{1}{\Sigma n_i - 1} \left[\Sigma n_i (\sigma_{-1mi} - \overline{\sigma_{-1m}})^2 + \Sigma (n_i - 1) s_i^2\right].$$

În ambele relaţii însumările se extind asupra tuturor seriilor din care se compune colectivul.

Observaţia 4. În cazul unor distribuţii normale, punctele care exprimă probabilităţile de rupere în funcţie de nivelul de solicitare se înşiră pe o dreaptă, dacă punctele se reprezintă pe o hîrtie de probabilitate (în coordonate galtoniene). Pentru determinarea acestor puncte se calculează pentru toate seriile ce aparţin unui colectiv (sortiment şi tratament dat) procentajele $p_r = 100\, n_r/n_t$ de epruvete rupte (n_r) faţă de numărul total de epruvete (n_t) încercate la o solicitare, date obţinute din rezultatele încercărilor pe serii.

Se însumează procentajele de ruperi obţinute la diferite serii, la o solicitare dată, calculîndu-se procentajul mediu de epruvete nerupte $100\left(1 - \frac{1}{m} \sum \frac{n_r}{n_t}\right)$ (m — numărul seriilor), pentru diferite solicitări. Acest procentaj se reprezintă pe hîrtia de probabilitate în funcţie de solicitare (la nivele de solicitări superioare celei mai înalte solicitări de la o serie se admite $n_r/n_t = 100\%$, iar la nivele inferioare celei mai mici solicitări $n_r/n_t = 0$). Pentru exemplificarea metodei se dă în tabela 5 calculul pentru oţelul 40 CN 12 revenit la 540°C.

Dreapta care se aranjează cel mai bine printre punctele experimentale s-a determinat prin metoda celor mai mici pătrate, asociind punctelor experimentale ponderi diferite după [9], descrescînd de la 50% probabilitate către 5%, respectiv 95%, probabilitate.

Zonele de certitudine ale probabilităţilor de rupere date de dreptele lui Henry din figurile 2, 3 şi 4 au fost calculate

Tabela 5a

Nr. şarjei	A_7	A_8	A_9	B_7	B_8	B_9	C_{11}	C_{13}	C_{15}	Σp_i	$p_m = 100 - \frac{\Sigma P_i}{m}$
σ_{i_1} kgf/mm²	Proporţia de epruvete rupte $p_i = 100\ n_r/n_t$, %										
49	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	100
50	33,3	0	0	33,3	0	0	0	0	0	66,6	92,7
51	66,6	0	5	50	0	0	0	62,5	0	229,1	74,5
52	50	0	33,3	0	0	0	33,3	60	0	176,6	80,4
53	25	16,5	80	66,6	0	0	28,5	50	50	316,7	64,8
54	50	71,4	33,3	16,6	0	0	71,4	100	66,6	409,2	54,5
55	40	60	66,6	100	25	0	100	100	66,6	558,3	38,0
56	75	100	50	100	30	0	100	100	100	655	27,3
57	100	100	50	100	100	25	100	100	100	775	14,0
58	100	100	50	100	100	43	100	100	100	793	13,0
59	100	100	100	100	100	66,6	100	100	100	866	4,7
60	100	100	100	100	100	66,6	100	100	100	866	4,7
61	100	100	100	100	100	100	100	100	100	900	0

Tabela 5b

σ_i	σ'_i	k	$K\sigma'_i$	p_m	z experimental	z_d diagramă	$z - z_d$	$k(z - z_d)^2$	$\sigma'_i - \sigma'_m$	$K(\sigma'_i - \sigma'_m)^2$
49	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—
50	1	0,35	0,35	92,7	−1,456	−1,382	−0,074	$19 \cdot 10^{-4}$	1−5,36	6,65
51	2	0,5	1,0	74,5	−0,660	−1,048	+0,388	$752,5 \cdot 10^{-4}$	2−5,36	5,65
52	3	0,8	2,4	80,4	−0,857	−0,714	−0,143	$164 \cdot 10^{-4}$	3−5,36	4,46
53	4	1	4	64,8	−0,380	−0,380	—	—	4−5,36	1,85
54	5	1	5	54,5	−0,139	−0,046	−0,093	$87 \cdot 10^{-4}$	5−5,36	0,13
55	6	1	6	38,0	+0,306	+0,288	+0,018	$3,25 \cdot 10^{-4}$	6−5,36	0,41
56	7	1	7	27,0	+0,604	+0,622	−0,018	$3,25 \cdot 10^{-4}$	7−5,36	2,69
57	8	0,65	5,2	14,0	+1,081	+0,956	+0,125	$102 \cdot 10^{-4}$	8−5,36	4,55
58	9	0,35	3,15	13,0	+1,128	+1,290	−0,162	$92 \cdot 10^{-4}$	9−5,36	4,66
59	10	0,2	2,0	3,7	+1,782	+1,624	+0,158	$50 \cdot 10^{-4}$	10−5,36	4,32
60	11	0,1	1,1	3,7	+1,782	+1,958	−0,176	$31 \cdot 10^{-4}$	11−5,36	3,18
61	—	—	—	0	—	—	—	—	—	—
		$\Sigma = 6,95$						$\Sigma = 0,13040$		$\Sigma = 38,55$

Tabela 5c

p	z	$\sigma'_{z_0} = \sigma'_m + \frac{z - z_m}{c}$	$\sigma'_z = \sigma'_m + \frac{z - z_m}{b}$	$(\sigma'_z - \sigma'_m)^2$	$A = \frac{(\sigma'_z - \sigma'_m)^2}{\Sigma k(\sigma'_i - \sigma'_m)^2}$	$B = \sqrt{\frac{1}{m} \cdot \frac{c}{b} + A}$	$C = \pm \frac{B \cdot s\sqrt{2f_{2,9}}}{c}$	Limitele zonei de certitudine			
								codificat		kgf/mm²	
								$\sigma'_z - C$	$\sigma'_z + C$	$\sigma'_{inf.}$	$\sigma'_{sup.}$
90	−1,28	1,14	1,30	16,65	0,428	0,718	±0,783	0,36	1,92	49,36	50,92
75	−0,67	3,02	3,13	4,98	0,129	0,466	±0,507	2,51	3,53	51,51	52,53
50	0	5,09	5,14	0,05	0,001	0,299	±0,326	4,66	4,52	53,66	54,52
25	+0,67	7,16	7,16	3,25	0,084	0,415	±0,453	6,71	7,61	55,71	56,61
10	+1,28	9,04	9,00	13,60	0,352	0,654	±0,723	8,32	9,76	57,32	58,76

$$\sigma'_m = \frac{\Sigma k\sigma_i}{\Sigma k} = \frac{37,2}{6,95} = 5,36\,; \qquad \Sigma\, k(\sigma'_i - \sigma'_m)^2 = 38,55\,; \qquad s = \sqrt{\frac{\Sigma k(z_i - z_d)^2}{m - 2}} = \sqrt{\frac{0,13085}{11 - 2}} = 0,1206\,;$$

$$z_m = 0,088\,; \qquad b = 0,334\,; \qquad c = b - \frac{2s^2 \cdot f_{2,9}}{b\Sigma k(\sigma'_i - \sigma'_m)^2} = 0,334 - \frac{2 . 0,1206^2 . 4,26}{0,334 \cdot 38,55} = 0,324\,;$$

$$\frac{1}{m} \cdot \frac{c}{b} = \frac{1}{11} \cdot \frac{0,324}{0,334} = 0,088\,; \qquad \frac{s \cdot \sqrt{2\ f_{2,9}}}{c} = \frac{0,1206 \cdot \sqrt{2 \cdot 4,26}}{0,324} = \frac{0,352}{0,324} = 1,09.$$

după [10] considerînd și în acest caz punctele cu ponderi diferite. Relațiile pentru calculul celor două limite σ_{inf} și σ_{sup} ale zonei de certitudine (corespunzînd semnului — respectiv +) sînt :

$$\sigma_{inf\,,\,sup} = \sigma_m + \frac{Z - Zm}{c} \pm$$

$$\pm \frac{s\sqrt{2f_{2\,,\,m-2}}}{c} \cdot \sqrt{\frac{1}{m} \cdot \frac{C}{b} + \frac{(\sigma_z - \sigma_m)^2}{\Sigma k(\sigma_i - \sigma_m)^2}}\,;$$

$$c = b - \frac{2\,s^2\,f_{2\,,\,m-2}}{b\Sigma k\,(\sigma_i - \sigma_m)^2}\,;$$

$$s = \sqrt{\frac{\Sigma k\,(z_i - z_d)^2}{m - 2}}\,;\ \sigma_m = \frac{\Sigma k\,\sigma_i}{\Sigma k}\,,$$

unde :

σ_i sînt nivelele de solicitare ale punctelor din diagramă ;

$\sigma_z = \sigma_m + \frac{z - z_m}{b}$ — valoarea solicitării de pe dreaptă, corespunzînd la probabilitatea transformată z ;

z_i — valoarea transformată a probabilității $p_m = 100 \left(1 - \frac{1}{m} \sum \frac{n_r}{n_t}\right)$ determinată experimental la solicitarea σ_i ;

z_d — valoarea corespunzătoare a probabilității transformate, citită pe dreaptă ;

σ_m — valoarea medie ponderată a solicitării σ_i ;

z_m — valoarea z de pe dreaptă, corespunzînd la $\sigma_i = \sigma_m$;

z — valoarea probabilității transformate la care se calculează limitele σ_{inf} și σ_{sup} ale zonei de certitudine ;

s — abaterea medie pătratică a punctelor experimentale față de dreaptă ;

m — numărul punctelor de pe diagramă ;

b — panta dreptei calculată prin metoda celor mai mici pătrate ;

k — coeficientul de pondere, după manuale [10] ;

$f_{2,\,m-2}$ — coeficientul statistic calculat pentru o siguranță de 95 % a zonei de certitudine și pentru m puncte experimentale, după tabele din manuale [9].

Sumele se extind asupra tuturor nivelelor de solicitare la care s-au produs ruperi.

Pentru ușurința calculului, pentru nivelele de solicitări σ_i se folosesc valori codificate σ'_i, ca în figura 5.

[1] *Nădășan, Șt.*, *Bernath, Al.* și *Iovițiu, E.* Studiul comportării la oboseală a oțelurilor carbon de calitate fabricate în R.P.R. Partea I. Oțeluri în stare normalizată. Academia R.P.R., Baza de cercetări științifice, Timișoara. În : Studii și cercetări, științe tehnice, tom. VII, nr. 1—2, 1960, p. 7—26.

[2] *Nădășan, Șt.*, *Bernath, Al.*, *Iovițiu, E.* și *Safta, V.* Studiul comportării la oboseală a oțelurilor carbon de calitate fabricate în R.P.R. Partea II. Oțeluri în stare îmbunătățită. Academia R.P.R. Baza de cercetări științifice, Timișoara. În : Studii și cercetări, științe tehnice, tom. VIII, nr. 3—4, 1961, p. 247—265.

[3] *Bühler, H.* și *Schreiber, W.* Lösung einiger Aufgaben der Dauerschwingfestigkeit mit dem Treppenstufen-Verfahren. În : Archiv für das Eisenhüttenwesen, vol. 28, nr. 3, 1957, p. 153—156.

[4] *Finnery, D. J.* Probit analysis. Cambridge. University Press, 1952.

[5] * * * Mașinostroienie, ențiklopediceskii spravocinik. Tom 3. Gosudardsvennoie naucino-tehniceskoie izd., Mașinostroitelnoi literaturî. Moscova, 1948.

[6] *Buch, A.* Zagadnienia wytrzynalosci zmeczeniowej. Varșovia, Panstwowe wydawnistwo naukowe, 1964.

[7] *Grover, H. J.*, *Gordon, S. A.* și *Jackson, L. R.* Fatigue of metals and structures. Thames and Hudson, Londra, 1956.

[8] *Nietzsche, K.* Werkstoffprüfung von Metallen. Vol. II, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1963.

[9] *Wiebukk, W.* Fatigue testing and analysis of results. Pergamon Press, Oxford, 1961.

[10] * * * A tentative guide for fatigue testing and the statistical analysis of fatigue data. ASTM Spec. Techn. Publ., nr. 91. A. Publ. ASTM, Philadelphia, 1958.

CZ 621.86/.87-592

Determinarea caracteristicilor funcționale ale frînelor pentru mașini de ridicat

HUGO SEGAL și GRIGORE SÎRBU

1.1. Pentru asigurarea bunei funcționări a frînei unui mecanism de mașină de ridicat trebuie să fie luate măsuri pentru ca :

— frîna să dea momentul de frînare necesar pentru oprirea mecanismului în intervalul de timp dorit ;

— în timpul unei funcționări prelungite a mecanismului mașinii de ridicat, cu durata activă de conectare *DA* prescrisă, frîna să nu se încălzească peste temperatura maximă admisă de garnitura de frînă utilizată (de obicei, din ferodo). Această temperatură este în general de 150—220°C (la suprafața de frecare a roții de frînă), depinzînd de calitatea garniturii.

Îndeplinirea primei condiții se verifică ușor prin calcul, pe baza datelor constructive ale frînei și ale mecanismului ; în schimb, verificarea celei de-a doua condiții reprezintă o problemă complexă, deoarece trebuie să se țină seamă de :

— cantitatea de căldură produsă prin frecare (variabilă în timp) ;

— propagarea acestei călduri, în diferitele organe care compun frîna ;

— căldura specifică a acestor organe, confecționate din materiale diferite, din care unele chiar termoizolante (ferodoul) ;

Referat prezentat la Conferința de mecanică a Academiei Republicii Socialiste România, sept 1965

— cedarea căldurii din aceste organe aerului înconjurător, ţinînd seamă de mişcarea relativă (variabilă în timp şi loc) a fiecărui organ faţă de aerul înconjurător.

Această problemă comportă deci un număr foarte mare de parametri, iar determinarea exactă a temperaturii unui punct al frînei în funcţie de locul punctului şi de timp, cu considerarea tuturor parametrilor, nu este posibilă. De aceea au fost propuse de către diferiţi autori un număr de metode de soluţionare, care diferă prin simplificările introduse în problemă.

1.2. Prima şi cea mai simplă soluţie, constînd în impunerea unei anumite limite pentru produsul pv (p — presiunea sabotului, v — viteza periferică a roţii de frînă), nu dă rezultate sigure, deoarece nu ţine seamă de diversitatea condiţiilor de lucru şi de răcire a frînelor.

Alţi autori pornesc de la cantitatea de căldură dezvoltată prin frecare în unitatea de timp şi o egalează cu cantitatea de căldură cedată de frînă aerului, determinînd astfel diferenţa de temperatură dintre suprafaţa de frecare şi aerul înconjurător [1], [2], [3]. În acest scop şi spre a nu face calculul prea complicat, se iau în considerare valori constante (medii aproximate) ale coeficienţilor de transmitere a căldurii şi se fac o serie de aproximaţii cu privire la forma geometrică a elementelor frînei [1], [3]. Totodată se presupune, pentru simplificare, că frîna are peste tot aceeaşi temperatură, adică se consideră o conductivitate termică infinit de mare a materialului frînei. Dacă se caută a se lua în considerare ceva mai exact forma geometrică a roţii de frînă şi se ţine seamă şi de conductivitatea termică finită a materialului, se ajunge la expresii foarte complicate [2], care totuşi rămîn aproximative din cauză că se calculează cu un coeficient constant de transmitere a căldurii, acest coeficient variind însă în funcţie de temperatura, turaţia şi dimensiunile roţii de frînă.

1.3. Metodele de calcul care egalează căldura produsă prin frecare cu cea cedată aerului se bazează pe presupunerea că frîna a ajuns într-un regim termic stabilizat, în care temperatura frînei este constantă în timp. Analiza teoretică şi experimentală (capitolul 3) arată însă că la maşinile de ridicat frîna necesită un timp însemnat pentru a ajunge la regimul termic stabilizat (teoretic, acest timp tinde spre infinit), şi că o maşină poate de multe ori avea un regim de exploatare la care frîna nu atinge de loc regimul termic stabilizat.

De aceea sînt mai exacte metodele la care, pentru o anumită frînă, se stabileşte experimental temperatura maximă atinsă în regim stabilizat şi timpul necesar pentru atingerea acestei temperaturi, în diferite condiţii de exploatare, adică la diferite valori ale căldurii produse prin frecare în unitatea de timp [4]. Se obţin astfel nişte diagrame pe care proiectantul poate citi direct temperatura de regim şi timpul pentru atingerea stării de regim, la o frînă dată.

Se exclud astfel toate aproximările pe care le fac calculele; în schimb, această metodă presupune bineînţeles existenţa reală a unei astfel de frîne, cel puţin în stare de prototip, şi ea trebuie încercată fie pe o maşină de ridicat reală, fie pe un stand care reproduce diferitele condiţii de exploatare posibile. Metoda este deosebit de interesantă pentru ţările în care, ca la noi, nu există o mare diversitate de tipuri, ci din contră se urmăreşte o cît mai extinsă tipizare şi standardizare.

1.4. În acest articol se expun construcţia unui astfel de stand pentru frînele fabricate în Republica Socialistă România şi elaborarea unei metodici de valorificare a rezultatelor.

Standul a fost proiectat de un colectiv al catedrei „Maşini de ridicat şi transportat", în baza unui contract de colaborare ştiinţifică între Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej" Bucureşti, şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini; el a fost executat de fabrica „Vulcan" Bucureşti, şi este instalat în laboratorul de maşini de ridicat al Institutului.

Pînă în prezent au fost studiate cu ajutorul acestui stand frînele de 200, 300 şi 400 mm diametru cu arc şi electromagnet, de tipul construit de fabrica „Vulcan" Bucureşti; pentru aceste frîne vor fi discutate rezultatele. Tipul de 320 mm diametru, introdus prin tipizarea recentă, va fi experimentat după primirea prototipului, de asemenea şi frînele cu împingător electrohidraulic.

2.1. Standul este de tipul inerţial, adică la frînarea ce se face pentru încercarea unei frîne se absoarbe, transformîndu-se în căldură, energia cinetică înmagazinată în masele rotative ale standului (rotorul motorului, cuplajul, arborele, volanţii, roata de frînă).

S-a dat preferinţă acestui sistem, fiind mai uşor maniabil decît cel cu mase cu mişcare de translaţie, descris în [5].

După cum reiese din figurile 1, 2, 3, 5 şi 6, standul este compus dintr-un electromotor de 30 kW la 1 000 rot/min, care, prin cuplajul elastic *2* (fig. 3) pune în mişcare de rotaţie arborele *1*, pe care sînt montaţi volanţii *3* dintre care fiecare poate fi cuplat sau decuplat de arbore, spre a se putea varia momentul de inerţie al sistemului rotativ. Arborele se sprijină, prin lagărele *8*, pe un batiu. La partea din faţă este montată pe arbore roata de frînă interschimbabilă *4*.

Frîna care urmează a fi încercată este montată pe o masă *5* (fig. 2, 3, şi 5), care este suspendată pendular de arbore prin intermediul braţelor *9* şi al casetelor cu rulmenţi *6* şi *7*. Masa fiind expusă în timpul montării frînei la şocuri şi mişcări bruşte care ar putea periclita rulmenţii *6* şi *7*, este susţinută pe suportul

10 (fig. 5) prin intermediul rolelor *16*. În timpul încercărilor, suportul *10* este coborît cu 1—2 mm astfel că masa *5* nu se mai reazemă pe suport ci pendulează liber în jurul arborelui *1*.

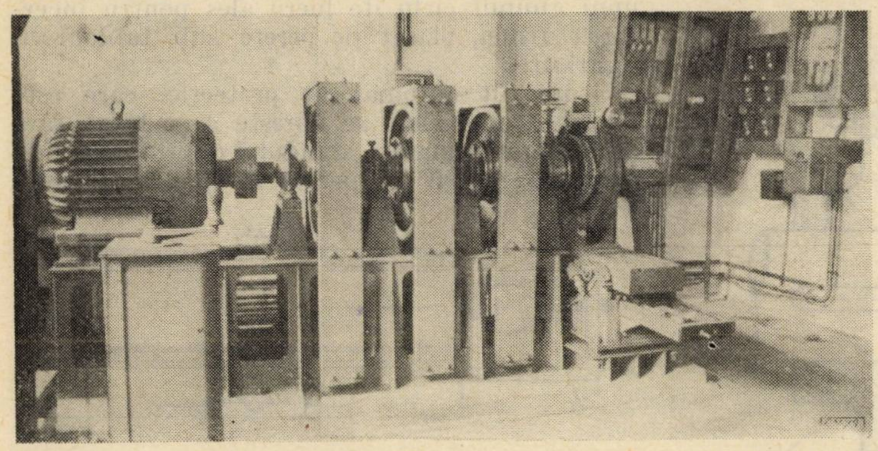


Fig. 1

Dedesubtul mesei *5* este fixat un braț *11* (fig. 5) la care este articulată o tijă *12*, fixată, prin intermediul unui inel elastic de oțel *13*, de un cadru fix *14* al suportului *10*. În timpul încercării frînei, momentul de frînare este preluat, prin intermediul frînei, de către masa *5*, astfel că inelul *13* este supus, prin tija *12*, unei forțe proporționale cu momentul de frînare, care tinde a deforma inelul într-un sens sau altul. Această deformare a inelului este măsurată cu un instrument etalonat în mod corespunzător, astfel că din deformarea inelului se poate deduce direct valoarea momentului de frînare.

Frîna este comandată prin intermediul electromagnetului trifazat *19*, care este montat pe o masă separată pentru ca șocurile produse de funcționarea sa să nu influențeze instrumentele de măsură. În mod normal, pe mașinile de ridicat armătura mobilă a electromagnetului atîrnă de brațul orizontal al frînei, micșorînd forța dezvoltată de arcul frînei cu o cantitate care nu poate fi determinată exact, deoarece intervine și frecarea pistonului și compresiunea aerului din cilindrul amortizor al electromagnetului. Pentru a se elimina această sursă de neexactitate la încercările pe stand, armătura mobilă a electromagnetului este susținută de un arc *20*, astfel că, în timpul frînării, brațul frînei este liberat de greutatea armăturii și asupra saboților acționează întreaga forță a arcului frînei. Aplicarea forței electromagnetului în timpul defrînării se face prin intermediul plăcii cu nas *22* (fig. 5), care este apăsată de electromagnet pe brațul frînei, prin intermediul tijei *24*, discului *21* și arcului amortizor *23*, destinat a atenua șocurile date de electromagnet asupra standului. În timpul frînării, cînd armătura electromagnetului este ridicată, discurile *21* și *22* și arcul *23* sînt ținute laolaltă cu ajutorul a trei șuruburi (fig. 2) care comprimă arcul *23*.

Pentru a se putea reproduce pe acest stand situația existentă la mașinile de ridicat mai mari sau mai mici, cum și diferitele regimuri de funcționare, este necesară posibilitatea de a se varia momentul de inerție al maselor de rotație. În acest scop, fiecare din cei trei volanți poate fi decuplat de arbore, astfel că se poate lucra numai cu momentul de inerție al motorului și al arborelui, adică fără nici un volant, sau cu acest moment de inerție plus momentul de inerție al unui singur volant sau a două sau trei volanți.

Sistemul de cuplare dintre un volant și arbore este reprezentat în figura 4. Arborele *1* este

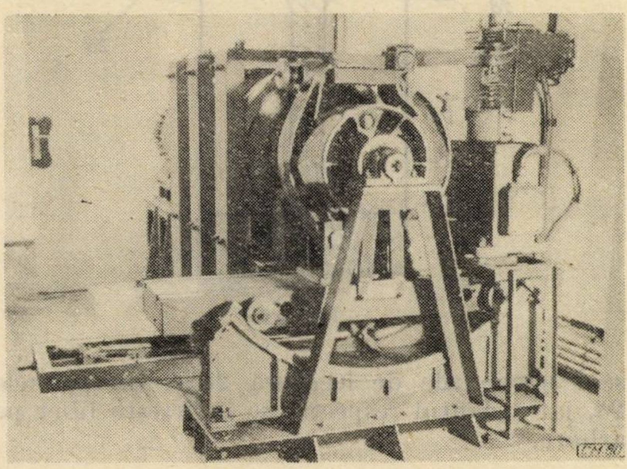


Fig. 2

cuplat cu cele două discuri *25* și *26* în mod indisolubil cu ajutorul a două pene și a două șuruburi de calaj, iar volantul este montat pe

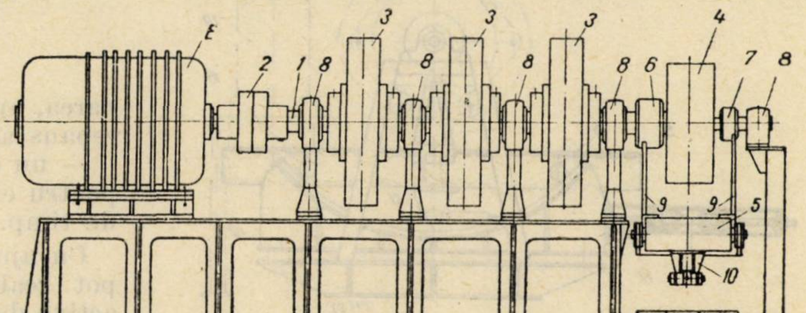


Fig. 3

arbore cu posibilitate de rotație prin intermediul rulmenților *29*. Volantul a cărui masă urmează să fie inclusă în masa sistemului rotativ al maşinii se leagă cu cele două discuri *25* şi *26* prin intermediul şuruburilor *27* şi al tampoanelor de cauciuc *28*. În caz contrar se

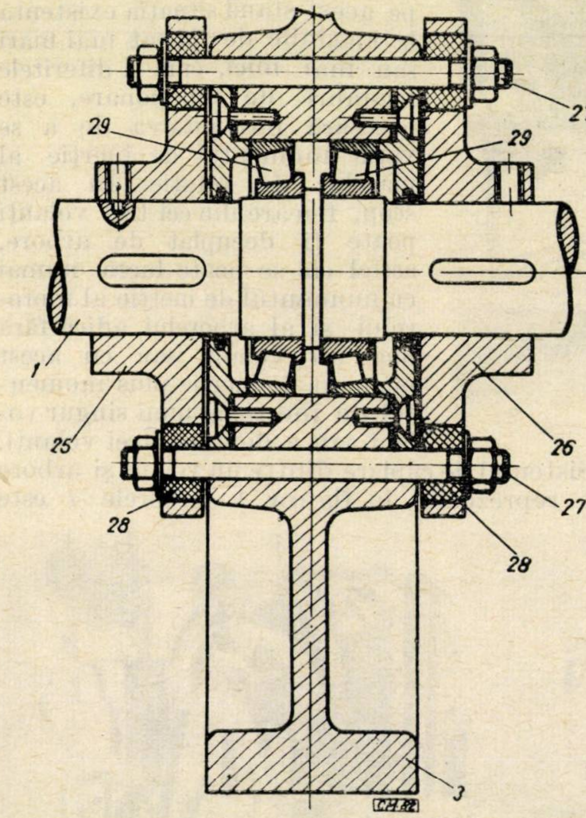


Fig. 4

scot şuruburile de legătură *27* şi tampoanele *28*, iar volantul respectiv se învîrteşte liber pe arbore.

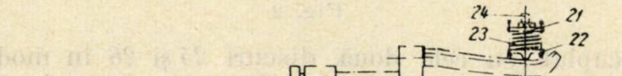


Fig. 5

Acţionarea standului se face cu electromotorul de 30 kW (fig. 1), care la rîndul său este comandat prin aparatajul electric (fig. 1), care constă în :

— un tablou cu siguranţe şi un întreruptor general manual;

— un automat de protecţie, care este folosit în cazul că se doreşte repetarea automată a unui anumit ciclu de lucru ales pentru încercarea frînei, plasat pe perete sub tabloul cu siguranţe;

— un alt automat de protecţie, care este folosit atunci cînd se doreşte a se lucra fără comanda automată a standului ci prin comandă manuală, plasat pe perete în spatele maşinii, în dreptul volantului din mijloc. În acest caz, comanda motorului se face cu ajutorul controlerului;

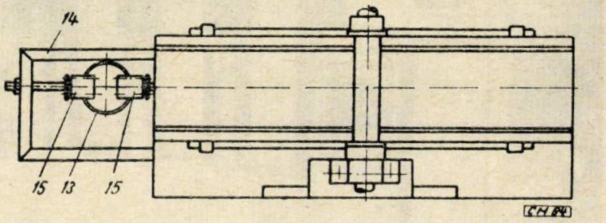


Fig. 6

— şase relee de timp, care în cazul comenzii automate declanşează la intervale dorite conectarea motorului într-un sens sau altul, scurtcircuitarea succesivă a celor trei trepte ale rezistenţei de pornire, oprirea motorului şi frînarea, apoi reînceperea ciclului după timpul de repaus ales;

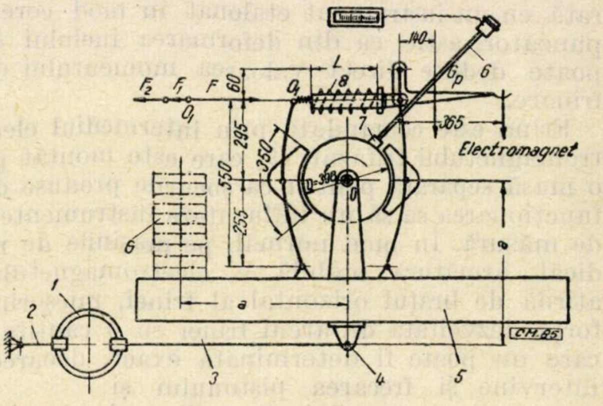


Fig. 7

— un dulap cu contactoare şi relee, necesare pentru execuţia comenzilor date de către releele de timp.

Cu ajutorul acestor relee de timp (fig. 1) se pot realiza, pe de o parte, diferite perioade active de conectare a motorului, iar pe de altă parte se poate opri motorul şi produce frînarea la diferite turaţii ale motorului, în timpul cît acesta se accelerează, astfel că standul poate fi utilizat la diferite turaţii de lucru, cu toate că motorul este de tipul obişnuit cu o singură turaţie de sincronism.

În general, turația de lucru este de 600 rot/min pentru frîna de 400 mm diametru, 750 sau 1 000 rot/min pentru frîna de 300 mm diametru și 1 000 rot/min pentru frîna de 200 mm diametru.

2.2. După numărul de volanți cuplați, standul poate avea următoarele momente de girație:

— cu trei volanți cuplați cu arborele $GD^2 = 198{,}6$ kgfm²;

— cu doi volanți cuplați cu arborele $GD^2 = 140{,}4$ kgfm²;

— cu un volant cuplat cu arborele $GD^2 = 82{,}2$ kgfm²;

— cu nici un volant cuplat cu arborele $GD^2 = 24{,}0$ kgfm².

Energia cinetică a masei rotative este deci:

la turație de:	*600 rot/min*	*1 000 rot/min*
cu 0 volanți cuplați	1 210 kgfm	3 350 kgfm
cu 1 volant cuplat	4 130 kgfm	11 450 kgfm
cu 2 volanți cuplați	7 050 kgfm	19 600 kgfm
cu 3 volanți cuplați	9 900 kgfm	27 600 kgfm

Dacă se consideră, de exemplu, un pod rulant a cărui greutate proprie este de 20 t, încărcat cu o sarcină de 20 t și care se deplasează cu o viteză de 120 m/min (2 m/s), energia sa cinetică totală, acumulată în masele cu mișcare de translație, va fi de 8 160 kgfm. Adăugînd la aceasta cifra de 1 210 kgfm pentru energia cinetică a maselor în rotație ale podului, rezultă o energie cinetică totală de 9 370 kgfm care urmează a fi înfrînată. Ea corespunde aproximativ cu energia cinetică a standului cu toți cei trei volanți cuplați, la o turație de 600 rot/min.

3.1. Din cauza funcționării intermitente a mașinilor de ridicat, frînele mecanismelor lor (ridicare, translație, rotație etc.) funcționează de asemenea intermitent. Fiecare ciclu de lucru al mecanismului se compune din una sau mai multe perioade de conectare a motorului, urmate de cîte o perioadă de frînare și o perioadă de repaus. În perioada de conectare a motorului, turația roții de frînă a motorului este n (rot/min), iar în perioada de frînare se poate considera că turația scade liniar pînă la zero (momentul de frînare este aproximativ constant în timpul unei frînări), astfel că turația medie este $n/2$.

În consecință, lucrul mecanic mediu efectuat de frînă în unitatea de timp N_m în kgfm/s — adică puterea medie de frînare care produce încălzirea frînei — este:

$$N_m = \frac{\Pi n M_f}{60} DA \frac{\Sigma t_f}{\Sigma t_c}, \text{ kgfm/s,} \tag{1}$$

în care:

M_f este momentul de frînare cu care lucrează frîna la mecanismul considerat, moment care poate varia pentru aceeași frînă de la un mecanism la altul, kgfm;

n — turația de regim a mecanismului, la roata de frînă, rot/min;

DA — durata activă de conectare a mecanismului, în fracțiune zecimală;

Σt_f — suma timpilor de frînare a mecanismului în cadrul unui ciclu de lucru, s;

Σt_c — suma timpilor de conectare a motorului mecanismului în cadrul unui ciclu de lucru, s.

Aceste elemente sînt cunoscute prin datele de funcționare ale mașinii de ridicat respective, deci există posibilitatea de a se calcula valoarea lui N_m. Dacă nu se cunosc exact valorile t_f și t_c, se poate calcula N_m pe baza energiei cinetice (minus rezistențele) pe care o absoarbe frîna, ținînd seamă și de condițiile de exploatare. O metodă de calcul în acest sens este indicată de autor în lucrarea [3].

Pe de altă parte, dacă se consideră balanța termică a frînei într-un interval de timp dt, se poate scrie ecuația cunoscută:

$$q\ dt = S\ \alpha\ \theta\ dt + G\ c\ d\theta, \tag{2}$$

în care:

q este căldura dezvoltată prin frecare în unitatea de timp;

S — suprafața prin care se cedează căldura;

α — coeficientul de transmitere a căldurii de la frînă la aer;

G — greutatea roții de frînă;

c — căldura specifică a roții de frînă;

θ — diferența de temperatură dintre frînă și mediul înconjurător.

Prin integrare și admițînd că, la timpul $t = 0$, $\theta = 0$, se obține ecuația încălzirii frînei:

$$\theta = \frac{q}{S\alpha}\left(1 - \frac{1}{e^{t/T}}\right), \tag{3}$$

în care s-a notat cu $T = Gc/S\alpha$ constanta de timp a frînei respective.

În timpul funcționării mașinii de ridicat, temperatura frînei crește deci după o curbă exponențială, care se apropie asimptotic de valoarea $\theta_\infty = q/S\alpha$.

În realitate, situația este mai complexă, deoarece după fiecare perioadă de frînare cu $q \neq 0$ și în care frîna atinge o temperatură θ_i urmează o perioadă de repaus a frînei, în care $q = 0$, și frîna se răcește. Ecuația diferențială (2) dă cu $q = 0$ și cu $\theta = \theta_i$ la timpul $t = 0$, ecuația de răcire:

$$\theta = \theta_i \cdot e^{-t/T}. \tag{4}$$

Încălzirea frînei se produce, de fapt, după o curbă în trepte, al cărei aspect teoretic este reprezentat în figura 11; practic însă vîrfurile curbei sînt mult aplatisate și rotunjite din cauza inerției termice a maselor. Unirea vîrfurilor 1, 2, 3... ale curbei din figura 11 dă curba (cvasi-) exponențială care a fost avută în vedere în calcule.

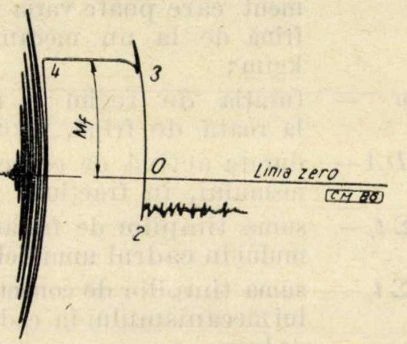


Fig. 8

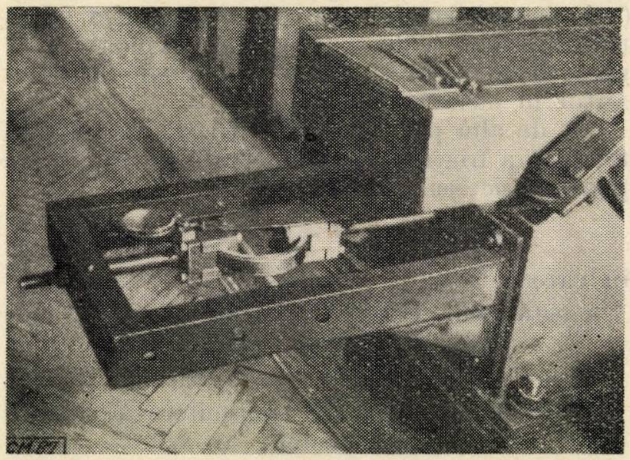


Fig. 9

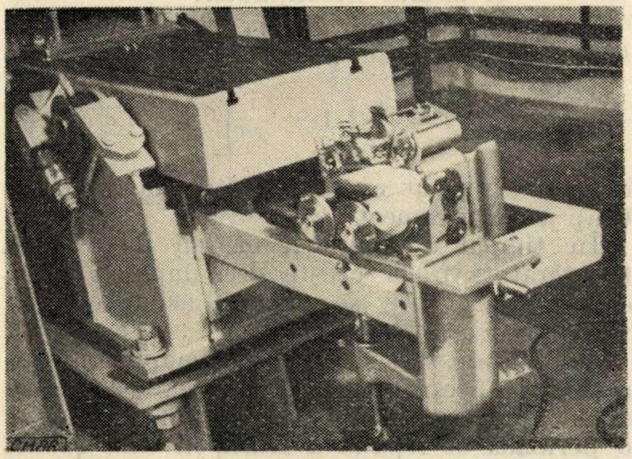


Fig. 10

Se observă că situația reală diferă de cea exprimată de ecuațiile (2), (3) și (4) prin faptul că nu se încălzește numai roata de frînă, ci și garnitura de frînă, saboții, pîrghiile saboților, arborele frînei etc., fiecare din aceste organe fiind la altă temperatură și avînd altă valoare a lui θ. Totuși, ecuația de încălzire descrie calitativ exact fenomenul; încălzirea se produce după o curbă aproximativ exponențială, iar θ tinde asimptotic spre o valoare:

$$\theta_\infty = q/S\,\alpha,$$

pe care, teoretic, o atinge după un timp infinit de mare de funcționare a frînei.

3.2. Pe baza celor expuse pentru studiul comportării frînei în diferite regimuri de funcționare s-a procedat după cum urmează.

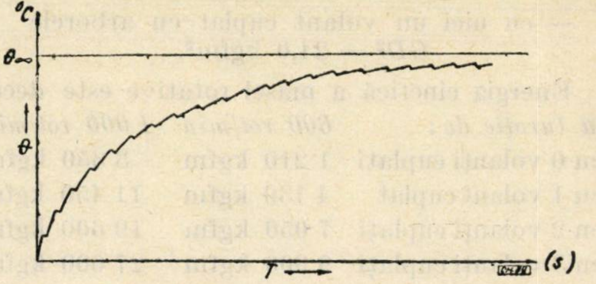


Fig. 11

3.2.1. Frîna fiind montată pe stand, s-au efectuat cu ea 70–160 frînări succesive ale masei în rotație, la intervale de timp egale. S-a produs astfel un q aproximativ constant și la fiecare frînare s-au măsurat momentul M_f, timpul t_f și temperatura θ. S-a obținut astfel o curbă $\theta = f(t)$ pentru un anumit q, adică pentru un anumit N_m, cum și pentru un anumit DA.

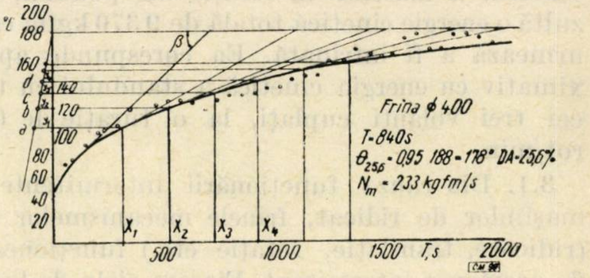


Fig. 12

3.2.2. S-a variat apoi valoarea lui N_m, schimbînd numărul volanților cuplați cu arborele, schimbînd eventual și valoarea lui DA cu ajutorul releelor de timp, obținîndu-se astfel o serie de curbe $\theta = f(t)$ pentru diferiți N_m și diferiți DA.

La toate aceste încercări, temperatura mediului înconjurător (a camerii) a fost constantă 20°C.

În figura 12 este reprezentată, ca exemplu, una dintre aceste curbe (referitoare la frîna de 400 mm diametru). În figurile 13, 14 și 15 sînt reprezentate toate curbele care au fost ridicate pentru fiecare mărime de frînă.

3.2.3. Pentru fiecare dintre aceste curbe a fost determinată grafic ordonata asimptotei, folosindu-se o proprietate cunoscută a curbelor exponenţiale (fig. 12).

Pe axa absciselor s-au luat o serie de intervale egale ($x_1 x_2 = x_2 x_3 = \ldots$), iar la stînga axei ordonatelor s-a trecut, în dreptul fiecărui punct de pe curbă, diferenţa de ordonată corespunzătoare intervalului respectiv ($y_1 a = y_1 y_2$; $y_2 b = = y_2 y_3 \ldots$). Rezultă astfel o succesiune de lungimi proporţionale; punctele $a, b, c \ldots$ trebuie să fie pe o dreaptă, dacă curba este exact exponenţială. La curbele ridicate pe stand nu s-au constatat decît abateri foarte mici faţă de dreaptă (fig. 12). Punctul de intersecţie al dreptei cu axa ordonatelor este tocmai la ordonata asimptotei căutate.

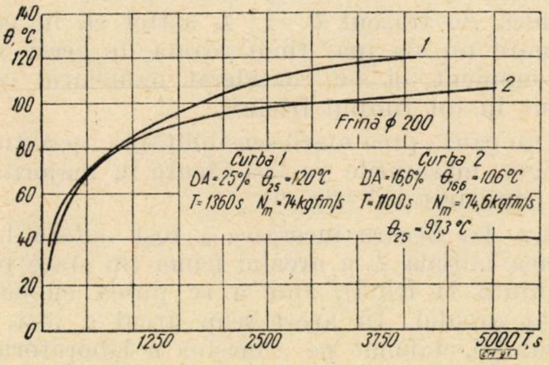


Fig. 13

Pe curbele ridicate (fig. 13—15) au fost determinate asimptotele respective, iar scara ordonatelor a fost astfel luată încît la timpul $t = 0$ să fie $\theta = 20°$, adică ordonatele să reprezinte chiar temperatura, nu supratemperatura roţii de frînă.

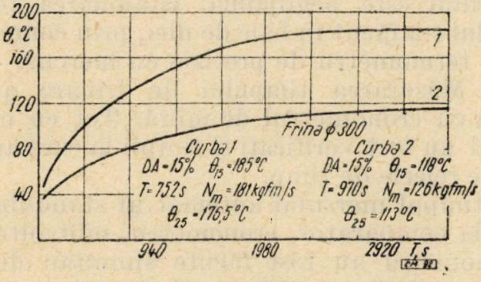


Fig. 14

Ordonata θ_∞ a asimptotei reprezintă deci temperatura la care se va încălzi frîna după un timp foarte mare. Pentru ca aceste curbe să fie comparabile, se consideră la toate drept temperatură de regim θ_r a frînei temperatura atinsă după un timp egal cu 3T. În acest caz în formula lui θ valoarea lui $e^{t/T}$ devine egală cu 20,08 şi :

$$\theta_r = \theta_\infty \left(1 - \frac{1}{20{,}08}\right) = 0{,}95\ \theta_\infty .$$

Temperatura de regim este deci 0,95 din ordonata asimptotei, şi a fost notată pe fiecare dintre diagramele din figurile 13—15.

3.2.4. Pentru verificarea regimului termic al unei frîne nu este suficient să se cunoască numai valoarea temperaturii la care se va încălzi frîna, ci trebuie să se cunoască şi timpul necesar frînei pentru atingerea acestei temperaturi, deoarece acest timp poate fi uneori atît de mare încît frîna nu mai ajunge la temperatura de regim într-un schimb de lucru, sau într-un ciclu, după care urmează o pauză mai mare în care frîna se răceşte. De asemenea, interesează deseori temperatura la care se încălzeşte frîna într-un anumit timp dat de funcţionare a maşinii.

În acest scop trebuie să se cunoască valoarea constantei T, ştiind că drept temperatură de regim a frînei se va considera temperatura atinsă într-un timp egal cu $3T$ (T are dimensiunea unui timp).

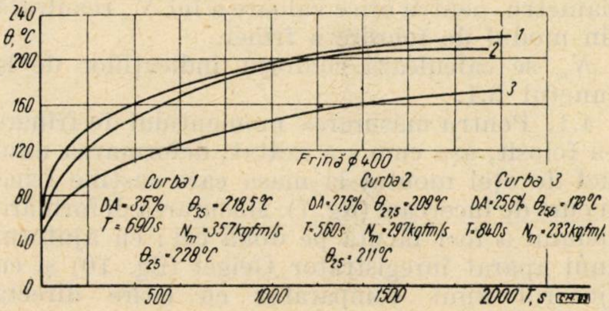


Fig. 15

Pentru determinarea lui T, de exemplu din curba din figura 12, se observă că ordonata oricărui punct al curbei, măsurată de la asimptotă, este :

$$y = -\ \theta_\infty\ e^{-t/T} .$$

Dacă în acel punct se duce tangenta la curbă, ea va închide cu asimptota un unghi β dat de relaţia :

$$\text{tg}\ \beta = \frac{dy}{dt} = \frac{1}{T}\ \theta_\infty\ e^{-t/T} .$$

De aici rezultă că $y/\text{tg}\ \beta = T$, adică T este egal cu subtangenta curbei, măsurată pe asimptotă. La o exponenţială exactă, această subtangentă rămîne, bineînţeles, constantă pe tot traseul curbei. La curbele reale ridicate, existînd oarecare diferenţe la subtangentele de-a lungul unei curbe, s-a admis drept valoare a lui T media valorilor determinate grafic (fig. 12). Valoarea lui T astfel determinată a fost notată pe fiecare dintre curbele din figurile 13–15.

Dacă ecuația (2) este scrisă sub forma :

$$\theta = \theta_\infty \left(1 - \frac{1}{e^{t/T}}\right) = 1{,}05\ \theta_r \left(1 - \frac{1}{e^{t/T}}\right),$$

și, cunoscînd din curbele ridicate valoarea lui θ_r și a lui T, se poate calcula temperatura pe care o va avea frîna după un timp oarecare t de funcționare cu o putere de frînare dată N_m.

3.2.5. Curbele $\theta = f(t)$, fiind pentru diferite durate active DA, s-a calculat și valoarea lui θ_r pentru $DA = 25\%$ printr-o recalculare cu formula empirică [4] :

$$\theta_{r2} = \theta_{r1}\,[1 + 0{,}45\ (DA_1 - DA_2)].$$

Valorile lui $\theta_{r25\%}$ astfel obținute din fiecare curbă au fost apoi trecute, în funcție de N_m, în diagrama din figura 16. Pe aceeași diagramă au fost trecute, tot în funcție de N_m, și valorile lui T determinate în fiecare curbă din figurile 13–15.

Cu diagrama din figura 16 se pot determina direct temperatura de regim $\theta_{r\ 25\%}$ și constanta de timp T a unei frîne de 200, 300 sau 400 mm diametru, pentru orice valoare a lui N_m rezultată din modul de folosire a frînei.

N_m se calculează conform indicațiilor de la punctul 3.1.

4.1. Pentru măsurarea momentului de frînare s-a folosit, așa cum s-a arătat, deformarea unui inel de oțel montat la masa care susține frîna în curs de încercare (fig. 7). Măsurarea deformării inelului a fost făcută pe două căi : cu ajutorul unui aparat înregistrator Geiger (fig. 10) și cu ajutorul unui comparator cu citire directă (fig. 9).

Aparatul Geiger, mult mai sensibil la șocuri decît comparatorul, a dat diagrame de felul celei reproduse în figura 8. Se constată mai întîi — în timpul funcționării motorului, adică în perioada de defrînare — o porțiune negativă 1–2, reprezentînd momentul produs prin tracțiunea electromagnetului asupra brațului frînei, apoi în timpul frînării un traseu cu moment pozitiv 0–3–4 cu un scurt vîrf 3 în momentul aplicării frînei, urmat de o porțiune constantă 3–4 pînă la oprirea standului. Urmează apoi oscilații puternice datorite energiei înmagazinate prin deformație elastică în arbore și care se consumă printr-o serie de oscilații de torsiune pînă la oprirea definitivă. Planimetrîndu-se vîrful din dreptul punctului 3, s-a constatat că el reprezintă circa 3% din suprafața totală închisă de traseul 0–3–4, astfel că în continuare nu s-a mai ținut seamă de acest vîrf de moment, ci s-a considerat momentul constant în tot timpul frînării.

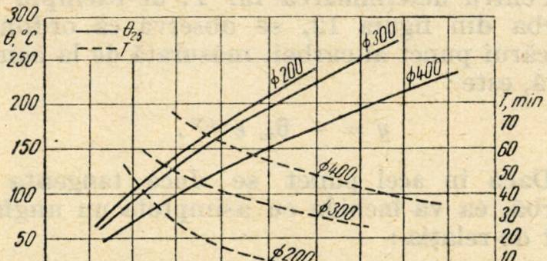


Fig. 16

Din cauza prea marii sensibilități a aparatului Geiger, măsurările au fost făcute în majoritate cu comparatorul (fig. 9).

4.2. La fiecare încercare a fost notată lungimea inițială L a arcului frînei (în stare rece montată la frînă), spre a se putea cunoaște forța arcului. În acest scop arcul a fost, în prealabil, etalonat pe o mașină a laboratorului de rezistența materialelor, ridicîndu-se curba caracteristică.

4.3. Etalonarea comparatorului, respectiv a aparatului Geiger, spre a se putea deduce momentele, s-a făcut aplicînd pe masa *5* a standului greutăți cîntărite în prealabil, la o distanță a egală cu distanța a dintre centrul frînei și articulația tijei *3* (fig. 7).

4.4. Măsurarea temperaturii la suprafața de frecare a roții de frînă a fost făcută cu un termocuplu cupru-constantan înglobat într-un mic papuc de cupru ce freca ușor pe roata de frînă, termocuplul *6* și papucul *7* (fig. 7). Această frecare a papucului s-a constatat că este fără influență asupra temperaturii indicate de milivoltmetru, deoarece la rotirea în gol a roții de frînă indicația milivoltmetrului nu varia de loc. De asemenea, s-a constatat că inerția termică a papucului este neglijabilă. Etalonarea termocuplului s-a făcut în baie de ulei, prin comparare cu un termometru de precizie cu mercur.

4.5. Măsurarea timpului de frînare a fost făcută cu cronometrul de mînă. Tot cu cronometrul au fost verificați și timpii la care au fost reglate releele de timp.

În timpul mersului automat al standului, citirile la comparator, cronometru, milivoltmetru și tahometru au fost făcute simultan de trei persoane, la fiecare frînare efectuată.

5.1. Rezultatele citirilor au fost consemnate în tabele pentru fiecare serie de încercări.

În timpul încălzirii frînei se constată că momentul crește de la începutul spre sfîrșitul seriei de frînări, fenomen ce se explică astfel :

— ferodoul utilizat prezintă o creștere a coeficientului de frecare de la temperatura camerii la temperatura de circa 190°C ;

— dilatarea termică a roții de frînă este transmisă amplificat (aproape de două ori) la arc, care, în stare caldă, este cu 1,3 mm mai scurt, ceea ce corespunde unei creșteri a forței cu 53 kgf.

Ar trebui, pe de altă parte, ca timpul de frînare, care este proporțional cu unghiul descris de arbore în timpul frînării, să descrească astfel ca produsul momentului de frînare cu timpul de frînare să rămînă constant. Acest produs, care, de asemenea, a fost calculat și trecut în tabele, suferă însă o oarecare variație în minus în timpul încălzirii frînei, indicînd că lucrul mecanic la fiecare frînare merge descrescînd. Fenomenul se datorește faptului că rezistența de pornire a motorului se încălzește treptat, astfel că turația în momentul frînării merge ușor descrescînd, deci descrește puțin și energia cinetică absorbită de frînă.

Pentru toate aceste motive, determinarea puterii medii de frînare N_m la fiecare încercare s-a făcut printr-o medie ponderată, luîndu-se valoarea medie a momentului de frînare din relația :

$$t_{fm} \cdot M_{fmed} = \frac{\Sigma M_f t_i}{z},$$

iar pentru calculul valorii medii a lui N_m la fiecare încercare s-a utilizat formula (1) modificată astfel :

$$N_m = \frac{\pi n}{60} M_{fm} \frac{t_{fm}}{t_{ciclu}} = \frac{\pi n}{60} \cdot \frac{\Sigma M_f t_f}{z} \cdot \frac{1}{t_{ciclu}} =$$

$$= \frac{\pi n}{60} \cdot \frac{\Sigma M_f t_f}{t_{total}},$$

în care s-au notat cu M_{fm} și t_{fm} valorile medii ale momentului și ale timpului de frînare, cu z numărul frînărilor dintr-o serie de încercări și cu t_{ciclu}, timpul de la o frînare la alta :

$$t_{ciclu} = \frac{\Sigma t_c}{DA},$$

$$t_{total} = z \cdot t_{ciclu}.$$

Pe această bază au fost trecute valorile N_m în figurile 12—15, care au fost apoi considerate la întocmirea diagramei din figura 16.

5.2. În afară de aceste diagrame și tabele pentru determinarea regimului termic, s-a mai căutat să se determine valoarea coeficientului de frecare a ferodoului, în condiții de lucru pe frînă, la diferite temperaturi.

Pentru a se face o determinare exactă, din forța arcului F, astfel cum reiese din diagrama de etalonare pentru lungimea efectiv măsurată la fiecare temperatură a roții de frînă, s-a scăzut o forță $F_1 = 5$ kgf pentru arcul auxiliar antagonist și o forță $F_2 = 18{,}7$ kgf ce revine din cauza greutății brațului frînei, care este susținut tot de arc (fig. 7). Brațele pîrghiei sabotului fiind de 550, respectiv 255 mm, rezultă că forța pe sabot este :

$$N_s = \frac{(F - F_1 - F_2) \cdot 550}{255,},$$

iar drept expresie a coeficientului de frecare rezultă :

$$\mu = \frac{M_f}{N_s D}.$$

În felul acesta s-au găsit următoarele valori medii ale lui μ :

la temperaturi sub 100°C, $\mu = 0{,}28$;
la temperaturi de 140—160°C, $\mu = 0{,}35$;
la temperaturi de 180—200°C, $\mu = 0{,}34$.

Concluzii. Ca rezultat al încercărilor făcute pe standul inerțial de la Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din București, cu frînele cu saboți de 200, 300 și 400 mm diametru, s-a obținut în final diagrama din figura 16, pe baza căreia se poate stabili în mod direct :

— dacă și în ce măsură aceste frîne sînt corespunzătoare pentru un anumit regim de lucru ;

— pînă la ce frecvență a frînărilor și pînă la ce moment de frînare se poate merge, sau cu ce putere medie de frînare se poate folosi frîna aleasă, fără ca temperatura ei să depășească limita admisibilă pentru garniturile saboților ;

— temperatura pe care o va atinge într-un timp dat frîna supusă unui anumit regim de exploatare.

Diagrama din figura 16 se referă la frînele montate în mod normal, cu acces liber al aerului înconjurător cu temperatura de 20°C și cu axa de rotație orizontală.

Prin aceeași metodă se pot obține și diagramele regimului termic pentru alte condiții de lucru sau de execuție a frînei, de exemplu în execuție capsulată (pentru exterior) sau cu axa de rotație verticală sau frîne cu bandă, cu suprafața de frecare conică, plană etc.

Cu ajutorul standului se poate stabili și calitatea unei garnituri de frînă în condițiile reale de lucru, constatîndu-se dacă este corespunzătoare pentru un anumit regim de lucru prescris frînei.

Dat fiind că unele mărimi de frîne cu saboți sînt la noi în curs de retipizare, este de dorit ca prototipurile să fie supuse unor încercări pe acest stand, spre a li se ridica diagramele de încălzire și a se putea astfel cunoaște cu precizie domeniul lor de aplicabilitate.

---

[1] *Ernst, H.* Die Hebezeuge. Braunschweig, Ed. Fr. Vieweg & Sohn, 1958.
[2] *Pîjevici, L. M.* Rasceot fricționîh tormozov. Moscova, Mașinostroénie, 1964.
[3] *Segal, H.* Instrucțiunile DGMSI și verificarea regimului termic al frînelor mașinilor de ridicat. În : Referate prezentate la Consfătuirea ISCIR, 1960. București, ESIP, 1962.
[4] *Alexandrov, M. P.* Tormoza podeomno-transportnîh mașin. Moscova, Mașghiz, 1958.
[5] *Fromm, H.* Der Prüffstand für Bremsbeläge beim Staatlichen Materialprüffungsamt in Dortmund. În : Fördern und Heben, nr. 11, 1957.

CZ 621.643

Folosirea dispozitivelor vibratoare în diferite procese tehnologice în scopul îmbunătățirii condițiilor de muncă

NICOLAE DUMITRIU

Dispozitivele vibratoare au căpătat în ultimii ani o aplicare din ce în ce mai largă în diverse ramuri de producție datorită avantajelor pe care le prezintă, și anume : simplitatea construcției și consumul redus de energie. În plus, aceste dispozitive oferă posibilități largi pentru mecanizarea și automatizarea diferitelor procese tehnologice care solicită eforturi fizice mari din partea muncitorilor sau a acelor procese la care au loc degajări de substanțe nocive în atmosfera de lucru.

Astfel se pot mecaniza operațiile de alimentare a diferitelor instalații și agregate, precum la : concasoare, elevatoare, șnecuri, benzi transportoare, cuptoare industriale și altele. Dispozitivele acționate de vibratoare electromagnetice se aplică și pentru automatizarea dozării materialelor granulare și pulverulente în diferite procese de producție, pentru mecanizarea transportului de materiale, cum și pentru alimentarea automată cu semifabricate a mașinilor-unelte : strunguri, mașini de șlefuit, prese etc.

Transportoarele acționate pe principiul vibrațiilor, fiind închise ermetic, pot transporta diferite produse nocive, sau pe acelea care posedă o temperatură ridicată, în condiții optime de igienă și protecția muncii. Transportoarele vibratoare, studiate și construite în cadrul Institutului de cercetări științifice pentru protecția muncii, au fost experimentate atît pentru transportul materialelor cu granulație foarte fină (ciment etc.), cît și pentru materiale cu granulație mare (cărbune, sodă calcinată, carbid etc.).

Din experimentările efectuate cu un vibrator pentru transportarea materialelor cu caracteristici fizice diferite s-a constatat că eficacitatea acestuia nu este aceeași pentru fiecare material. Ca urmare, determinarea parametrilor vibratorului, precum și a productivității lui, trebuie să se facă ținîndu-se seamă de caracteristicile materialului de transportat, cum sînt mărimea și forma granulelor, greutatea volumetrică, umiditatea, temperatura etc.

Modul de fixare a vibratorului electromagnetic *1* (fig. 1) pe jgheabul transportorului *2* are de asemenea influență asupra capacității de transport a acestuia. Unghiul sub care vibratorul se montează pe jgheabul transportorului, adică unghiul α dintre axa transportorului și planul de vibrație, depinde de caracteristicile materialului transportat. El trebuie să aibă o anumită valoare pentru a se putea obține o viteză maximă de deplasare a materialului în interiorul jgheabului. La determinarea lui trebuie să se țină seamă și de aderența materialului pe fundul jgheabului transportor.

Experimentările au arătat că, dacă unghiul α este prea mare, nu mai are loc deplasarea materialului, ci o compactare a acestuia pe fundul jgheabului. În cazul cînd acest unghi este prea mic, materialul se deplasează foarte încet, sau de loc, în unele cazuri formîndu-se vîrtejuri orientate în toate direcțiile.

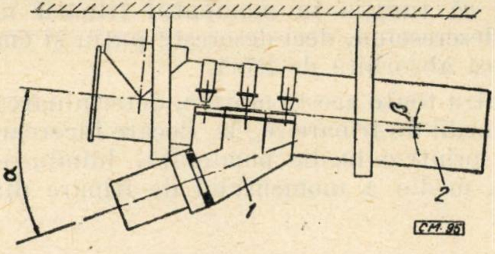


Fig. 1

Pentru obținerea unui randament bun al transportorului este necesar ca unghiul să fie determinat experimental. În urma încercărilor efectuate cu un transportor vibrator de 100 W s-a stabilit că limitele optime ale unghiului α sînt cuprinse între 20 și 28° (funcție de caracteristicile materialului de transportat și de coeficientul de frecare la alunecare).

În ceea ce privește unghiul β (unghiul dintre axa transportorului și planul orizontal) s-au făcut o serie de încercări variind înclinația jgheabului în cele două sensuri față de poziția orizontală. La înclinarea jgheabului în jos cu circa 10° față de orizontală, experimentările au arătat că productivitatea crește cu circa 30—35%. Înclinarea în sus a jgheabului cu un unghi de circa 10° față de orizontală duce la scăderea productivității cu aproximativ 10—25%.

Față de tipurile de transportoare clasice, transportoarele acționate cu vibratoare electromagnetice prezintă avantajele că sînt foarte rezistente la uzură și nu necesită nici un fel de îngrijire (nu au piese în mișcare de rotație care trebuie întreținute sau înlocuite). În timpul funcționării, datorită vibrațiilor, materialul înaintează de-alungul jgheabului prin salturi succesive.

Jgheaburile pe care se montează vibratoarele trebuie să aibă o construcție rigidă, pentru ca vibrațiile să fie transmise complet și uniform în lungul lor. Sînt construite din tablă de oțel de 2—4 mm grosime, prevăzute cu nervuri transversale, pentru rigidizare. Secțiunea jgheaburilor poate fi dreptunghiulară, rotundă sau trapezoidală. Pentru transportarea materialelor care degajă praf sau substanţe nocive se construiesc jgheaburi închise.

Montarea jgheaburilor vibratoare la locul de lucru se face prin suspendare cu ajutorul unor lanţuri sau tije prevăzute cu arcuri elicoidale sau prin susţinerea lor pe suporturi arc lamelar sau pe tampoane de cauciuc. În cazul montării jgheaburilor vibratoare sub buncăre (fig. 2), pentru ca materialul din interiorul lor să nu apese asupra jgheabului, acestea se execută cu un dispozitiv special *1* sau se prevede buncărul cu o piesă despărţitoare *2*. Înălţimea *s* a stratului de material, deci şi debitul, este reglată fie prin apropierea sau îndepărtarea jgheabului de gura buncărului, fie prevăzînd jgheabul cu un dispozitiv sub formă de şibăr *3*. Cînd distanţa la care trebuie transportat materialul este mare, se cuplează mai multe jgheaburi vibratoare, fiecare fiind prevăzut cu un vibrator care funcţionează independent de celelalte. Cuplarea se face ca în figura 3 pentru jgheaburi de secţiune dreptunghiulară şi ca în figura 4 pentru jgheaburi de secţiune rotundă. În cazul cînd este necesar să se etanşeze locul de îmbinare, se prevede în jurul jgheabului o bucată de pînză prinsă în coliere. De asemenea, se utilizează jgheaburi de lungimi mari, acţionate simultan de mai multe vibratoare.

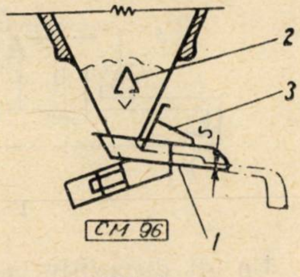


Fig. 2

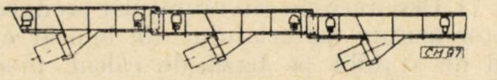


Fig. 3

Transportoarele vibratoare au fost aplicate şi la transportul şpanului în vederea evacuării lui din atelierele de prelucrare prin aşchiere.

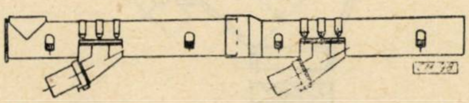


Fig. 4

Vibratoarele electromagnetice şi-au găsit aplicarea de asemenea şi la instalaţiile pentru automatizarea dozării materiei prime şi alimentării preselor (de exemplu pentru fabricarea cărămizilor refractare). O astfel de instalaţie, care va fi descrisă mai departe, a fost studiată şi construită în cadrul Institutului de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii. Experimentările au fost făcute atît în laborator cît şi în producţie (Fabrica 9 Mai — Turda) cu o instalaţie în care vibratorul a fost folosit pentru încărcarea cupei unui cîntar, în vederea automatizării acestuia. Instalaţia a cuprins o serie de dispozitive de automatizare, printre care şi unul pentru automatizarea alimentării cu materie primă a preselor cu fricţiune.

Instalaţia se compune (fig. 5) din buncărul *1* sub care se găseşte un transportor vibrant, compus din jgheabul *2* şi vibratorul electromagnetic *3*. Pentru cîntărirea materialului s-a prevăzut cîntarul automat *4*. Cupa cîntarului *5* este prevăzută în părţile laterale cu doi electromagneţi *6*, care, intrînd în funcţiune după cîntărirea cantităţii de material dorite, deschid cupa prin acţionarea unor pîrghii, iar materialul se scurge liber în cutia de alimentare *8*.

Acţionarea electromagneţilor pentru deschiderea cupei se face prin intermediul limitatorului de cursă *7*. Cîntarul mai este prevăzut cu un limitator de cursă *9*, care are rolul de a opri sau pune în funcţiune transportorul vibrant.

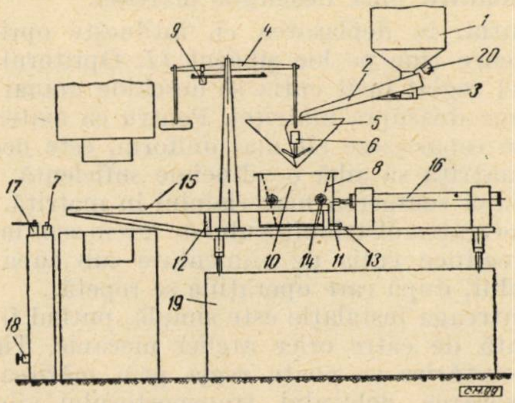


Fig. 5

Cutia de alimentare *8* are în interior o altă cutie *10*, ale cărei formă şi dimensiuni sînt corespunzătoare cărămizii care se presează.

Cutia interioară *10* se poate schimba, ceea ce permite folosirea instalaţiei la fabricarea unor cărămizi de diferite tipuri.

Cutia de alimentare este prevăzută cu un şibăr *11*, care este tras afară de către un opritor *12* şi împins înapoi de către alt opritor *13*. Cu ajutorul rolelor *14*, cutia de alimentare se deplasează înainte şi înapoi pe şinele de ghidare *15*. Deplasarea cutiei se realizează cu ajutorul unui cilindru pneumatic cu piston *16*, acţionat de către un distribuitor de aer *17* racordat la reţeaua de aer comprimat a întreprinderii (4—5 kgf/cm²). Presiunea aerului este reglată cu ajutorul unui regulator *18*.

Întreaga instalaţie se montează pe o masă *19* prevăzută cu un dispozitiv, cu ajutorul căruia se reglează înălţimea ei. Acest lucru este necesar, deoarece matriţele variază ca înălţime şi se schimbă destul de des. Pentru prevenirea înfundării buncărului s-a montat un vibrator *20* direct pe partea tronconică a acestuia.

Funcționarea instalației este simplă. Din buncărul *1*, materialul cade pe jgheabul vibrant *2*. Datorită vibrațiilor, materialul se deplasează sub formă de șuvoi în lungul jgheabului și curge în cupa cîntarului *5*. La completarea cantității necesare, greutățile fiind așezate pe talerul cîntarului, brațele balanței se echilibrează eliberînd butonul limitatorului de cursă *9*. Butonul nemaifiind apăsat de brațul balanței, circuitul electric se întrerupe, iar jgheabul vibrant se oprește din funcțiune. Astfel, materialul nu mai curge în cupa cîntarului. Umplerea cupei este semnalizată de către un bec amplasat în fața presei, lîngă muncitorul care o deservește. În acest moment, muncitorul apasă pe butonul întreruptorului *7*, cupa cîntarului se deschide, iar materialul cîntărit cade în cutia de alimentare interioară *10*. După aceasta, se manevrează maneta distribuitorului de aer *17*, de către același muncitor, acționîndu-se pistonul cilindrului pneumatic *16*, care împinge cutia de alimentare pînă deasupra matriței.

Cutia, în deplasarea ei, întîlnește opritorul *12*, care ține pe loc șibărul *11*. Opritorul este astfel reglat încît cutia se deschide numai cînd ajunge deasupra matriței. Pentru ca materialul să se repartizeze cît mai uniform, este necesar ca matrița să aibă o adîncime suficientă.

După scurgerea materialului în matriță, prin manevrarea distribuitorului de aer în sens invers, se readuce cutia de alimentare sub cupa cîntarului, după care operațiile se repetă.

Întreaga instalație este simplă, putînd fi executată de către orice atelier mecanic. Timpul de cîntărire se poate regla prin mărirea sau micșorarea debitului transportorului vibrant. În timpul experimentărilor, durata cîntăririi a fost aleasă astfel încît, la terminarea presării, materialul să fie cîntărit, înlăturîndu-se timpii morți.

Pentru cîntărirea materialului destinat presării cărămizilor cu o greutate între 5 și 10 kgf, timpul de cîntărire a fost cuprins între limitele de 15—25 s.

În ceea ce privește eroarea cîntăririlor, aceasta a fost între limitele de ±1 %, ceea ce în mod practic satisface cerințele impuse de procesul tehnologic. În cazul cînd este necesar, erorile pot fi micșorate prin reglarea corespunzătoare a balanței și a transportorului vibrant.

Prin aplicarea acestei instalații, productivitatea muncii depinde exclusiv de productivitatea presei la care se lucrează, eliberîndu-se totodată un muncitor care lucra înainte la cîntărirea manuală a materialului. În afară de aceasta, se înlătură eforturile care erau necesare înainte pentru cîntărirea manuală a materialului și aducerea lui la presă.

Această instalație, cu mici adaptări, poate fi aplicată și în alte locuri de muncă.

Figura 6 reprezintă schema electrică a instalației, în care apar: vibratorul de scuturare *1*, vibratorul de alimentare *2*, becul de control *3*, întreruptorul de sfîrșit de cursă *4*, electromagnetul cupei *5* și întreruptorul de sfîrșit de cursă *6*.

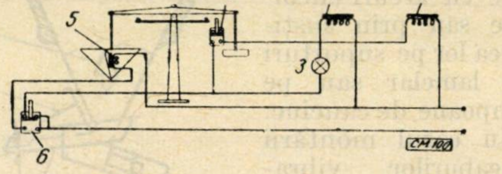


Fig. 6

Un alt dispozitiv bazat pe principiul vibrațiilor a fost experimentat pentru prevenirea înfundării buncărelor la diferitele instalații de alimentare și transport al materialelor nocive. Prin aplicarea acestui dispozitiv se înlătură efortul fizic depus de muncitor pentru desfundarea manuală a silozurilor și buncărelor și se evită impurificarea zonei de lucru cu substanțe nocive.

În cazul buncărelor metalice, dispozitivul se montează direct pe acestea prin intermediul unor suporturi care se sudează pe buncăr sau se prind cu șuruburi. Montarea dispozitivului trebuie astfel făcută încît vibrațiile să se transmită perpendicular pe peretele buncărului (fig. 7). Deoarece efectul vibrațiilor produse de vibrator asupra materialului din buncăr este dificil de stabilit pe bază de calcul, modul de reglare și montare a vibratorului trebuie precizat prin încercări practice.

Experimentările efectuate, atît în laborator, cît și în producție, au arătat că fixarea vibratorului trebuie să se facă la o treime din lungimea părții tronconice a buncărului (de la gura de scurgere), în caz contrar neobținîndu-se efectul dorit.

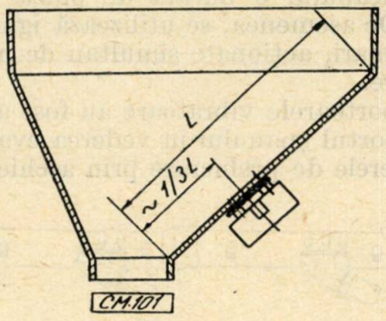


Fig. 7

În cazul buncărelor din beton (fig. 8) se prevede o placă din oțel *1* (în interiorul lor), pe care se fixează vibratorul *2* printr-o fereastră practicată în peretele buncărului. Prin vibrarea plăcii se împiedică înfundarea.

Vibratoarele instalate pe buncăr pot funcționa prin racordare directă la rețeaua electrică cu frecvenţa de 50 Hz, în care caz execută 6000 vibraţii pe minut. Cel mai des se folosesc însă vibratoare care se alimentează cu curent electric prin intermediul unui redresor cu seleniu, în care caz execută 3000 vibraţii pe minut.

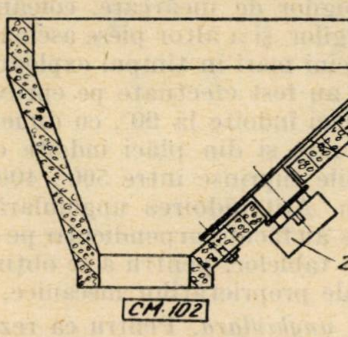


Fig. 8

Puterea şi numărul vibratoarelor instalate pe buncăre depind de mai mulţi factori. Astfel, se iau în considerare dimensiunea, forma şi construcţia buncărelor (înclinarea şi grosimea pereţilor, rigiditatea construcţiei), caracteristicile materialului (greutatea specifică, granulaţia), precum şi gradul de umiditate a acestuia. Din cauza multiplilor parametri nu există norme exacte pentru alegerea vibratoarelor destinate pentru scuturarea buncărelor, ci numai indicaţii în ceea ce priveşte amplasarea vibratorului pe buncăr, puterea acestuia, caracteristicile dimensionale etc.

Dispozitivele bazate pe principiul vibraţiilor prezintă largi posibilităţi de aplicare practică şi în atelierele mecanice, ca de exemplu pentru alimentarea automată a maşinilor-unelte cu piese în vederea prelucrării lor, evacuarea şpanului din atelierele de prelucrare prin aşchiere, transportul materiilor prime în turnătorii etc.

În general, în afară de faptul că dispozitivele vibratoare sînt avantajoase din punct de vedere economic, acestea sînt necesare din punctul de vedere al protecţiei muncii.

CZ 669.14.018.28.621.981.2

Studiul comportării oţelului 09G2 în timpul prelucrării prin îndoire la rece

MIHAIL SGRUMALA, CORNELIU CIUCĂ şi CONSTANTIN RAZEM

În construcţia corpurilor de nave, o parte însemnată din oţelurile folosite trebuie să fie prelucrate prin îndoire la rece sau la cald. În timpul acestor prelucrări, proprietăţile mecanice, fizice şi tehnologice se modifică mai mult sau mai puţin faţă de cele iniţiale. Cunoaşterea cantitativă şi calitativă a acestor modificări permite alegerea celor mai judicioase procedee tehnologice de prelucrare sau a tratamentelor de îmbunătăţire la care, eventual, trebuie supuse în continuare piesele prelucrate.

La folosirea oţelurilor slab aliate în construcţia corpurilor de nave se ivesc adesea dificultăţi legate de necunoaşterea caracteristicilor acestor oţeluri, insuficient încă studiate de către uzinele furnizoare. Cea mai des întîlnită constă în apariţia — în timpul îndoirii unghiulare a oţelului 09G2 — a fisurilor în lungul liniei de îndoire. Toate fisurile apăreau la un unghi de 90°, unele fiind de suprafaţă, iar altele mai adînci, care de multe ori provocau ruperea materialului.

La început aceste fisuri au fost puse pe seama ecruisării suprafeţei tablelor, provocată de curăţarea cu alice; ulterior însă s-a constatat că şi tablele necurăţate prezentau aceleaşi defecţiuni. Pentru a se remedia aceste inconveniente s-a efectuat studiul ale cărui rezultate sînt prezentate în acest articol.

Analizînd condiţiile în care se efectua operaţia de încovoiere unghiulară a tablelor în Şantierul naval Galaţi s-a constatat o neconcordanţă stringentă atît între raza poansonului şi a matriţei, cît şi între acestea două şi grosimea tablei. În general, se foloseşte un singur poanson, iar matriţele utilizate împreună cu poansonul nu respectă condiţiile impuse de registrele de clasificaţie.

Este cunoscut faptul că în timpul îndoirii are loc ecruisarea materialului şi că mărimea zonei ecruisate depinde de raza de curbură, grosimea tablei, structura şi compoziţia chimică a oţelului.

Pentru oţelurile cu conţinut redus de carbon * registrele de clasificaţie prevăd ca proba de încovoiere la 180° să se facă pe un dorn al cărui diametru este: $d = (2-3)\ s$, s fiind grosimea tablei. Registrele acceptă apariţia fisurilor pentru un unghi cuprins între 120 şi 180°, fără însă ca să se producă ruperea completă.

Pentru oţelurile slab aliate se recomandă, în linii mari, aceleaşi raze de curbură pentru proba de încovoiere.

La stabilirea razei de curbură trebuie să se mai ţină seamă şi de poziţia fibrei neutre a tablei curbate.

Dacă pentru încovoierea pînă la 45° (fig. 1) fibra neutră este situată la jumătatea grosimii tablei ($e = s/2$), pentru încovoierea la un unghi mai mare de 45° (fig. 2), fibra neutră se deplasează faţă de fibra întinsă, la distanţa $e = 2/3\ s$.

---

* Oţeluri pentru care registrele recomandă dimensiunile elementelor de structură.

Aceasta duce la mărirea deformației fibrei extreme și, în consecință, trebuie să se lucreze cu o rază de curbură mai mare pentru ca deformația să poată fi acceptată. În practică se obișnuiește a se lucra cu raze de curbură cît mai mici pentru a rezulta lățimi mici pentru aripa obținută prin îndoire. Scopul încercărilor efectuate a fost acela de a determina dacă razele de îndoire recomandate de registre pentru oțelurile carbon pot fi aplicate și oțelului slab aliat 09G2 fără ca să apară fisuri, influența îndoirii cu diferite raze de curbură asupra proprietăților mecanice ale oțelului și cauzele care au dus la apariția fisurilor în piesele îndoite la 90° în condițiile producției.

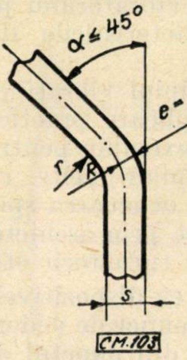


Fig. 1

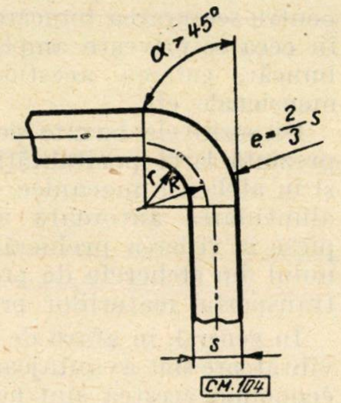


Fig. 2

Deoarece în practică se folosesc piese cu secțiune circulară, realizate din doi semicilindri sudați pe generatoare, s-a studiat și influența încovoierii circulare asupra proprietăților mecanice ale oțelului 09G2 folosit în acest scop la construcția bigilor de încărcare, coloanelor de susținere a bigilor și a altor piese asemănătoare supuse la sarcini mari în timpul exploatării.

Încercările au fost efectuate pe epruvete decupate din plăci îndoite la 90°, cu dimensiunile de 600×200 mm și din plăci îndoite circular, cu dimensiunile cuprinse între 500×400 mm și 500×800 mm. Atît îndoirea unghiulară, cît și cea circulară s-au făcut perpendicular pe direcția de laminare a tablelor, pentru a se obține valorile minime ale proprietăților mecanice.

Încovoierea unghiulară. Pentru ca rezultatele cercetărilor să fie cît mai concludente, s-au ales table de oțel marca 09G2 din șarje diferite, care au avut compoziția chimică cuprinsă în limitele prescrise de norme.

Îndoirea plăcilor s-a făcut la o presă hidraulică de 150 tf, folosindu-se matrițe și poansoane, pentru fiecare grosime și rază de curbură (tabela 2), confecționate în acest scop.

Tabela 1

Șarja nr.	Grosimea tablei, mm	Compoziția chimică, % C	Si	Mn	S maxim	P maxim	Cr	Ni	Cu
Prescripțiile normelor	toate grosimile	⩽0,12	0,2–0,4	1,45–1,75	0,04	0,04	⩽0,3	⩽0,3	⩽0,3
6 377	10	0,08	0,28	1,59	0,04	0,014	nu sînt date în certificat		
6 306	12	0,09	0,29	1,60	0,038	0,018	nu sînt date în certificat		
1 442	14	0,10	0,32	1,50	0,036	0,014	nu sînt date în certificat		

Viteza de deplasare a pistonului (deci a poansonului) a fost de 0,6 m/min.

Tabela 2

Raza de curbură	Grosimea tablelor *s*, mm 8		10		12		14	
	*r**	*r*+*s***	*r*	*r*+*s*	*r*	*r*+*s*	*r*	*r*+*s*
S	8	16	10	20	12	24	14	28
1,5 *s*	12	20	15	25	18	30	21	35
2,0 *s*	16	24	20	30	24	36	28	42
2,5 *s*	20	28	25	35	30	42	35	49

* *r* este raza de curbură a poansonului, mm.
** *r* + *s* este raza de curbură a matriței, mm.

Epruvetele necesare cercetărilor au fost amplasate pe plăcile îndoite, în regiunea cea mai puternic deformată (fig. 3 : *I* — epruvete pentru încercări la tracțiune; *II* — epruvete pentru încercări la reziliență; *III* —epruvete pentru determinarea durității și încercării metalografice), decuparea lor făcîndu-se cu flacără. S-a prevăzut pe conturul lor un adaos de prelucrare corespunzător.

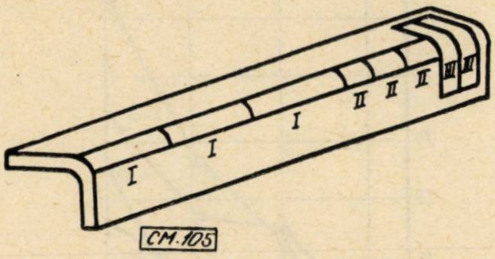


Fig. 3

Încercările la tracțiune s-au efectuat pe epruvete [*] proporționale lungi, cu secțiunea circulară (fig. 4), ale căror dimensiuni sînt date în tabela 3.

Tabela 3

s	d	D	l_0	l	L	h_1	h
8	6,95	13	70	90	154	2	30
10	8,90	15	90	100	164	2	30
12	10,45	20	100	140	204	2	30
14	12,40	25	125	186	250	2	30

Pentru a compara rezultatele obținute pe aceste epruvete, cu proprietățile mecanice inițiale ale oțelului, s-au încercat la tracțiune epruvete decupate din oțel nedeformat, rezultatele fiind trecute în tabela 4.

Rezultatele încercărilor la tracțiune sînt reprezentate grafic în figurile 5, 6 și 7, în funcție de raza de curbură. (În toate diagramele, fiecare punct reprezintă media aritmetică a cel puțin trei încercări.) Din analiza acestor grafice se constată că, pe măsură ce raza de curbură se micșorează, atît limita de curgere (fig. 5), cît și rezistența la rupere (fig. 6) cresc foarte mult peste valorile inițiale, arătate în tabela 4; în același timp, lungirea specifică ε (fig. 7) se micșorează.

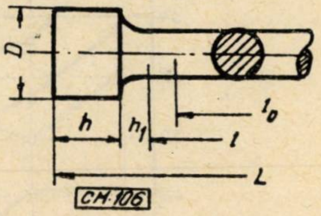


Fig. 4

Pentru aprecierea cantitativă a modificărilor proprietăților mecanice s-a efectuat media aritmetică a valorilor obținute pentru σ_c, σ_r, ε și $a_{k-40°C}$ (fig. 5, 6 și 7), pentru fiecare rază de curbură care au fost incluse în tabela 5, completate cu valorile medii determinate pe epruvete decupate din material în stare de livrare (din tabela 4) și cu valorile recomandate pentru oțelul studiat.

Analizînd rezultatele din tabela 5 se constată următoarele :

Tabela 4

Grosimea tablelor, s, mm	σ_c, kgf/mm²		σ_r, kgf/mm²		ε, %		Rezilienta			
							a_K + 18°C		a_K − 40°C	
	valori determinate	valori medii	valori determinate	valori medii	valori determinate	valori medii	valori determinate	valori medii	valori determinate	valori medii
	31,7		45,3		29		7,05		5,18	
8	31,7	31,7	45,3	45,3	28,4	28,4	7,05	7,05	6,60	6
	31,7		45,3		27,9		7,05		6,12	
	38,8		48,6		25,5		4,96		4,35	
10	38,8	38,6	49,3	48,5	27,9	27,6	5,58	5,33	5,33	4,9
	38,1		47,8		29,2		5,45		4,96	
	34,7		49		24,5		8,12		5	
12	34,7	34,7	49,3	49,2	25,1	24	8,75	8,55	5	5
	34,7		49,5		22,3		8,75		5	
	32,4		48,8		16,6					
14	33,9	33,1	50	49,7	23,6	21				
	33,1		50,3		23,1					

Limita de curgere a oțelului crește cu 46—57% față de valoarea inițială. Chiar pentru raza cea mai mare de curbură, la care materialul se ecruisează mai puţin, creşterea este de 46 %.

---

[*] Dimensiunile epruvetelor, cum și mersul încercărilor s-au făcut după „Regulile de încercare a materialelor folosite în construcții navale" ale Registrului Maritim U.R.S.S.

Rezistenţa la rupere a oţelului creşte cu 18–31 %. Ambele valori variază invers proporţional cu razele de curbură. Diferenţa între rezistenţa la rupere şi limita de curgere care poate caracteriza rezerva de rezistenţă a oţelului 09G2 este de circa 14 kgf/mm^2 pentru oţelul nedeformat şi de 7–10 kgf/mm^2 pentru cel deformat. Cea mai mare rezervă (aproape 10 kgf/mm^2) o au plăcile îndoite cu $r = 1,5\ s$.

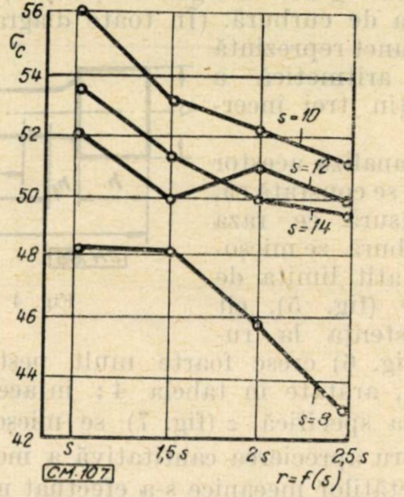


Fig. 5

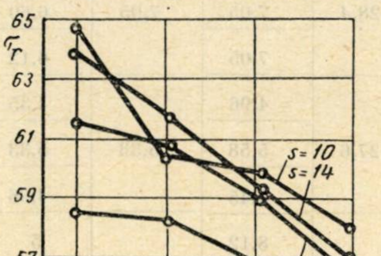


Fig. 6

Alungirea specifică ε scade de la 25 % pînă la valoarea minimă de 9,75 % pentru cea mai mică rază de curbură şi pînă la valoarea de 14,4 % pentru cea mai mare rază de curbură.

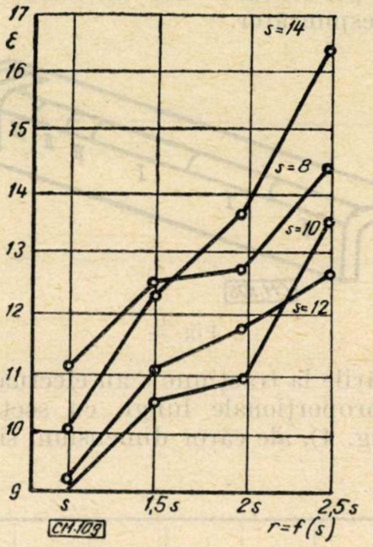


Fig. 7

Tabela 5

	Valori determinate pe epruvete deformate pentru raza:				Valori determinate pe epruvete nedeformate	Valori recomandate pentru materialul livrat
	s	1,5 s	2 s	2,5 s		
σ_c, kgf/mm^2	54	51,6	51	50,3	34,5	⩾30
σ_r, kgf/mm^2	63,3	61	59,5	57	48,4	45
ε, %	9,75	11,6	12,3	14,4	25	⩾18
a_K -40°C kgm/cm^2	0,9	1,08	1,48	2,15	5,3	⩾3

Încercările de rezilienţă au fost efectuate la -40°C pe epruvete tip Charpy * (cu crestătură ascuţită), deoarece valoarea rezilienţei determinată pe epruvete Menager ** este aproape dublă în comparaţie cu valoarea determinată pe epruvete Charpy. Rezultatele încercărilor sînt reprezentate grafic în figura 8, iar în tabela 5, mediile aritmetice pentru fiecare rază de curbură.

Din tabelele 4 şi 5 se vede că rezilienţa la -40°C a oţelului 09G2 în stare de livrare întruneşte condiţia impusă de ultimele norme ale registrelor. În schimb, epruvetele debitate din material deformat au rezilienţa la -40°C mult scăzută comparativ cu aceea a oţelului nedeformat.

Reducerea rezilienţei variază între 59 %, pentru cea mai mare rază de curbură şi 83 %, pentru cea mai mică rază de curbură.

---

*) Epruvete recomandate de ultimele reguli ale registrelor din vest.

**) Epruvete recomandate în regulile Registrului U.R.S.S.

Încercările de duritate s-au efectuat pe epruvete decupate din plăci curbate unghiular (fig. 3) în două situații distincte :

a) în secțiune transversală, pe direcția razei de curbură și b) pe suprafața exterioară a tablei, în regiunea curbată.

În ambele cazuri s-au efectuat încercări la toate grosimile de tablă, pentru raza de încovoiere minimă și maximă.

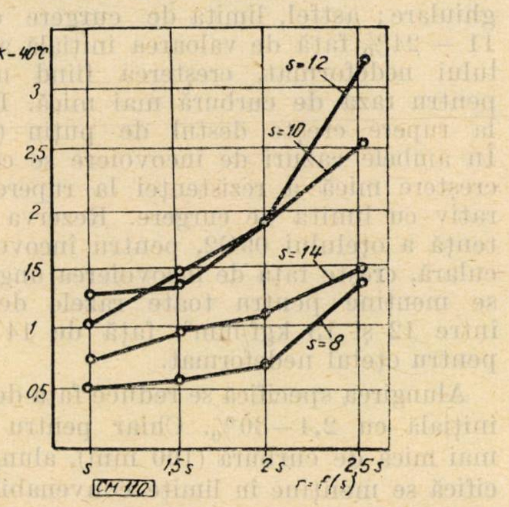


Fig. 8

Rezultatele încercărilor sînt reprezentate în curbele din figurile 9 și 10, pentru secțiunile transversale, și în figurile 11 și 12, pentru suprafețele exterioare.

În primul caz, alura curbelor este identică, duritatea crescînd de la mijlocul grosimii spre suprafețele tablei. Duritatea cea mai mare se obține la suprafața exterioară, în timp ce pe suprafața interioară duritatea în toate cazurile este mai mică. Creșterea maximă a durității față de valoarea din fibra neutră variază între 25 și 40 %.

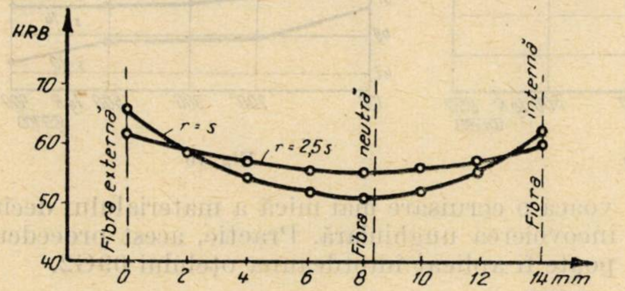


Fig. 9

Examinînd curbele din figurile 9 și 10 se observă deplasarea poziției fibrei neutre spre fața interioară a tablei, ceea ce confirmă cele menționate în figura 2.

Se mai constată că valorile absolute ale durității sînt diferite nu numai la grosimi diferite, dar chiar și la aceeași grosime de tablă. Aceste fluctuații se pot explica prin neomogenitatea compoziției chimice, cauzată de macrosegregații, prin grade diferite de reducere a secțiunii (din laminare), deformare plastică la cald neomogenă, provocată de neuniformitatea cîmpului termic pe suprafața tablei și, un factor foarte important, condiții diferite de răcire a tablei laminate, ceea ce modifică cinetica transformărilor de fază ale austenitei suprarăcite.

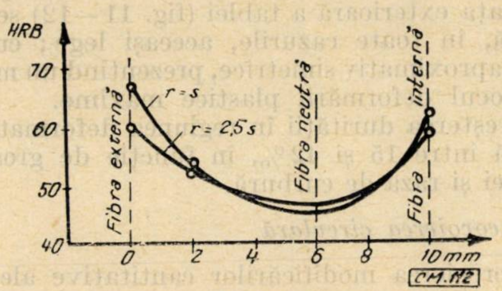


Fig. 10

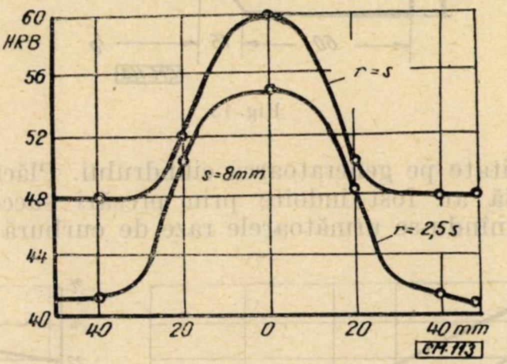


Fig. 11

Acțiunea de ansamblu a acestor factori face ca proprietățile mecanice ale tablei laminate să fie neomogene.

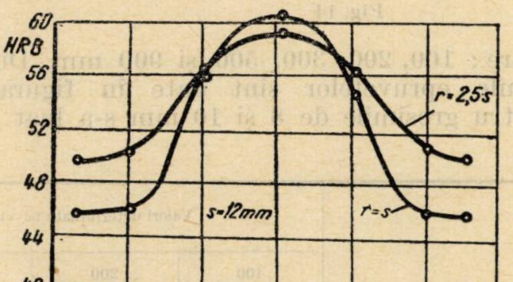


Fig. 12

Această constatare este în concordanță și cu rezultatele analizei microstructurale. Într-adevăr, deși materialul este același, gradul de dispersie al constituenților structurali este diferit chiar și în cazul aceleiași grosimi de tablă.

Aceste observații sînt valabile și pentru încercările de duritate efectuate pe suprafața exterioară a tablei.

În ceea ce privește variația durității pe suprafața exterioară a tablei (fig. 11—12) se constată, în toate cazurile, aceeași lege; curbele sînt aproximativ simetrice, prezentînd un maxim în locul deformării plastice maxime.

Creșterea durității în regiunea deformată variază între 15 și 42%, în funcție de grosimea tablei și raza de curbură.

Încovoierea circulară

Aprecierea modificărilor cantitative ale proprietăților mecanice provocate de îndoirea circulară s-a făcut pe epruvete aproximativ plate, debitate pe generatoarea cilindrului. Plăcile de tablă au fost îndoite prin presări succesive, obținîndu-se următoarele raze de curbură interioare : 100, 200, 300, 500, și 900 mm. Dimensiunile epruvetelor sînt date în figura 13. Pentru grosimile de 8 și 10 mm s-a luat $l_0 = 120$ mm, iar pentru grosimile de 12 și 14 mm, $l_0 = 145$ mm.

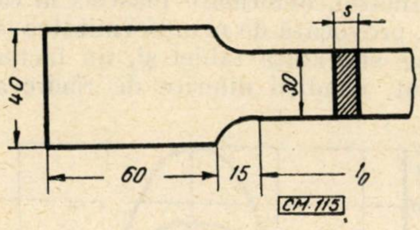


Fig. 13

Rezultatele încercărilor la tracțiune sînt reprezentate grafic în figurile 14, 15 și 16.

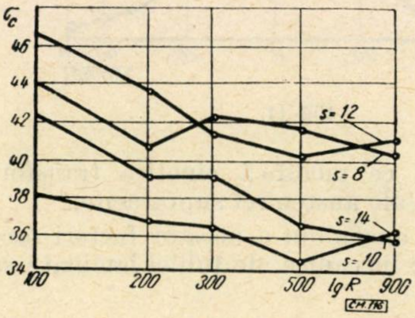


Fig. 14

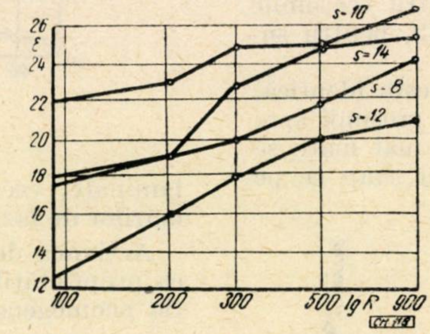


Fig. 15

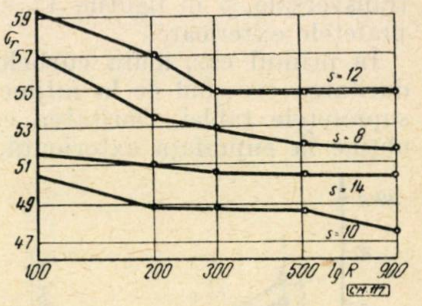


Fig. 16

Pentru a compara mai ușor rezultatele obținute, cu proprietățile inițiale ale oțelului, în tabela 6 au fost calculate mediile aritmetice ale rezultatelor încercărilor la tracțiune, pentru fiecare rază de curbură.

Comparînd rezultatele din tabela 6 cu cele din tabela 5, se constată modificări ale proprietăților mecanice. Aceste modificări sînt mult mai mici decît în cazul încovoierii unghiulare; astfel, limita de curgere crește cu 11 — 24% față de valoarea inițială a materialului nedeformat, creșterea fiind mai mare pentru raza de curbură mai mică. Rezistența la rupere crește destul de puțin (6—13%). În ambele cazuri de încovoiere se constată o creștere mică a rezistenței la rupere, comparativ cu limita de curgere. Rezerva de rezistență a oțelului 09G2, pentru încovoierea circulară, crește față de încovoierea unghiulară și se menține pentru toate razele de curbură între 12 și 13 kgf/mm², față de 14 kgf/mm² pentru oțelul nedeformat.

Alungirea specifică se reduce față de valoarea inițială cu 2,4—30%. Chiar pentru raza cea mai mică de curbură (100 mm), alungirea specifică se menține în limite convenabile (17,5% față de 18%).

Din cele expuse rezultă că încovoierea circulară cu razele de curbură menționate provoacă o ecruisare mai mică a materialului decît încovoierea unghiulară. Practic, acest procedeu poate fi aplicat întotdeauna oțelului 09G2.

Tabela 6

	Valori determinate pe epruvete deformate pentru raza:					Valori determinate pe epruvete nedeformate	Valori recomandate pentru materialul livrat
	100	200	300	500	900		
σ_c, kgf/mm²	42,7	40	39,7	38,2	38,2	34,5	⩾30
σ_t, kgf/mm²	54,6	52,6	51,6	51,4	51,3	48,4	45
ε, %	17,5	19,2	21,5	23	24,4	25	⩾18

Concluzii

— Prelucrarea prin îndoire la rece, datorită ecruisării, provoacă o mărire locală a anizotropiei proprietăţilor mecanice şi modificarea proprietăţilor fizice şi tehnologice.

— Ecruisarea este mai puternică în cazul încovoierii unghiulare cu raze de curbură mici.

— Cel mai mult sînt influenţate, negativ, proprietăţile mecanice şi, în special, fragilitatea la temperaturi scăzute (—40°C).

— În timpul probelor de încovoiere nu s-a semnalat apariţia fisurilor la nici una din plăci.

— Din analiza rezultatelor încercărilor se apreciază că încovoierea unghiulară se poate aplica oţelului 09G2, avîndu-se în vedere următoarele :

a) pentru elemente de structură obişnuite se poate folosi o rază de curbură a poansonului $r = s$;

b) pentru elemente de structură care participă la rezistenţa longitudinală se vor folosi poansoane cu $r = (1{,}5 - 2)\ s$.

[1] *Jackwitz, H.* şi *Hoffmann, G.* Schiffbautechnik, Berlin, Verlag Technik, mai 1957.

[2] *Maximadji, A. I.* ş.a. Nizkoleghirovania stali v sudostroenii, izdatelistva Sudostroienie. Leningrad, 1964.

[3] *Sgrumala, M.* Tehnologia fabricaţiei navei. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

CZ 621.165—713.1: 620.193.15

Particularităţile instalaţiilor de turbine cu abur cu condensaţie răcite cu apă de mare

MIRCEA CÎRDU

Toate instalaţiile de turboagregate din centralele termoelectrice necesită un sistem de răcire, atît în cazul cînd turbinele cu abur sînt de tipul cu condensaţie, cît şi în cazul cînd acestea sînt de tipul cu contrapresiune.

La turboagregatele cu turbine cu abur de tipul cu condensaţie este necesar un debit foarte mare de apă de răcire în raport cu debitul de abur care ajunge în condensator. Raportul dintre aceste două debite are obişnuit valori între 50 şi 80, astfel că la turbine cu condensaţie cu puteri de 3—6 MW, debitul de apă de răcire la condensator este între 1 000 şi 2 500 m³/h, iar la turbine de puteri mari se ajunge la cifre considerabile; la o turbină de 200 MW, de exemplu, debitul de apă necesar pentru răcirea condensatorului este de ordinul a 25 000m³/h (pentru o temperatură a apei la intrarea în condensator de circa 12—15°C).

Pe lîngă condensator, sistemul de răcire al turboagregatelor mai are rolul de a asigura răcirea şi pentru uleiul folosit la ungerea lagărelor şi fluidul de răcire a generatorului electric (aer sau hidrogen).

La turboagregatele cu turbine cu abur de tipul cu contrapresiune, sistemul de răcire îndeplineşte numai ultimele două funcţiuni arătate mai sus.

În figura 1 este reprezentat schematic sistemul de răcire al unui turboagregat cu turbină cu condensaţie.

Schema comportă : turbina *1*, generatorul electric *2*, condensatorul *3*, răcitorul generatorului *4*, răcitorul de ulei *5*, cu rezervorul *6*, conductele de abur *7* şi condensat *8*, conductele de ulei *9*, conductele de aer sau hidrogen *10* şi conducta de apă de răcire *11*.

Debitul de apă de răcire necesar pentru uleiul de ungere şi generatorul electric este relativ mic în raport cu debitul pentru răcirea condensatorului.

În funcţie de amplasamentul centralei şi de condiţiile hidrologice şi de climă locale, problema alimentării cu apă de răcire poate fi rezolvată prin una din următoarele trei soluţii : circuit închis prin turn de răcire sau bazin* ; circuit deschis cu apă dulce, şi circuit deschis cu apă de mare.

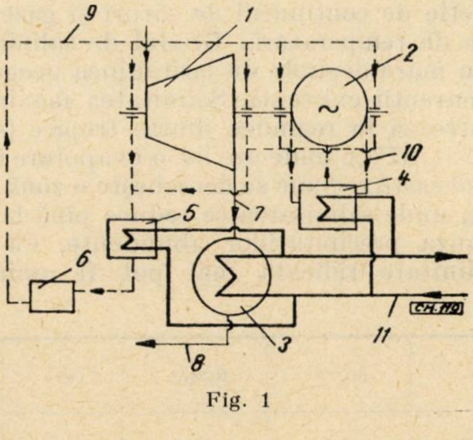


Fig. 1

În ultimul timp se construiesc centrale la care condensatoarele turbinelor cu abur sînt răcite cu aer (răcire directă sau indirectă după sistemul Heller), mai ales în cazul unităţilor de puteri mari şi situate în regiuni cu apă puţină. Sistemul de răcire în circuit închis prezintă dezavantajul unor investiţii relativ mari cerute de construirea turnurilor de răcire caracteristice majorităţii centralelor termoelectrice, însă reduce mult consumul de apă de răcire din exterior, care se rezumă la debitul necesar completării pierderilor în turnuri (circa 2%).

---

* Soluţie veche aplicată la centrale de puteri mici.

Sistemul de răcire cu apă dulce în circuit deschis poate fi aplicat numai acolo unde, în perioadele cele mai secetoase ale anului, sursa de apă poate asigura tot debitul necesar. În raport cu ultimul sistem, el are avantajul că asigură o temperatură mai scăzută a apei și deci mărește randamentul instalației. Soluția ultimă se aplică bineînțeles la centralele situate pe malul mării, practic cantitatea de apă de răcire disponibilă în acest caz fiind nelimitată. La această soluție însă, pe lîngă necesitatea filtrării impurităților, se impune și rezolvarea problemelor legate de caracterul puternic corosiv al apei de mare, în raport cu apa de răcire obișnuită.

În cele ce urmează se vor analiza condițiile de funcționare a instalațiilor de răcire cu apă de mare ale turbinelor cu abur și măsurile de protecție anticorosivă care trebuie avute în vedere la proiectarea unor astfel de instalații.

Caracteristicile apei de mare. Datorită conținutului ridicat de săruri și gaze (în special oxigen), apa de mare are un pronunțat caracter corosiv. Procesele electrochimice caracteristice acțiunii corosive a apei de mare sînt studiate în mod amănunțit în literatura de specialitate [8]. Din punct de vedere practic este important de știut că intensitatea acțiunii corosive a apei de mare este în general ridicată, cu variații în funcție de conținutul de săruri și gaze și în funcție de temperatură. Gradul de salinitate a apei de mare depinde de latitudinea geografică și de curenții existenți. Salinitatea maximă se înregistrează în regiunea dintre tropice (salinitate 35 — 37 %), unde are loc o evaporare intensă. În această regiune se deosebește o zonă ecuatorială, unde salinitatea se reduce pînă la 34 % din cauza precipitațiilor abundente. Ca zone cu salinitate ridicată mai pot fi amintite : partea de nord -vest a Oceanului Indian, partea estică a Mării Mediterane, Golful Persic și Marea Roșie (unde predomină o climă foarte uscată). Deși conținutul de săruri în apa de mare este variabil, raportul substanțelor care intră în compoziția ei este aproximativ același. În tabela 1 se dau valorile medii ale conținutului și compoziției procentuale a sărurilor în apa de mare, după Forschmacher.

Întrucît o parte din utilajul chimic, minier și energetic pe care țara noastră îl va livra în anii următori în Republica Arabă Unită va funcționa în condițiile folosirii pentru răcire a apei din Marea Roșie, în tabela 2 se dă compoziția ionică a acesteia.

Tabela 1

Sarea	Conținutul, gf/l	Compoziția procentuală, %
NaCl	26,862	78,33
$MgCl_2$	3,239	9,44
$MgSO_4$	2,196	6,40
$CaSO_4$	1,350	3,94
KCl	0,582	1,69
Altele	0,070	0,20
Total	34,299	100,00

Tabela 2

Cl^-	SO_4^{--}	HCO_3^-	Ca^{++}	Mg^{++}	Na^+	K^+	Sr^{++}	Br^{++}	F^-	H_2SO_3
18,98	2,65	0,14	0,40	1,27	10,56	0,38	0,013	0,065	0,001	0,026

Pe lîngă săruri dizolvate, apa de mare conține și o cantitate apreciabilă de gaze, care fie că pătrund din aer împreună cu organismele vii (flora și fauna de mare) — gaze superficiale (azot, oxigen și bioxid de carbon) — fie că se degajă din fundul mării — gaze de adîncime (hidrogen suflurat și gaz metan). Gazele de adîncime se întîlnesc mai ales în unele regiuni ale Mării Negre și în Golful Persic. Dintre gazele amintite mai sus, hidrogenul sulfurat, bioxidul de carbon și mai ales oxigenul au o mare influență în ceea ce privește acțiunea de corodare. Deși solubilitatea gazelor în apă scade o dată cu creșterea temperaturii și a salinității, pentru oxigenul din apa de mare se observă din acest punct de vedere o anomalie. După Alekin, conținutul de oxigen în apele arctice este de 4 — 5 mgf/l, iar în apele altitudinilor între tropice, pînă la 8 mgf/l. Această anomalie se explică prin dezvoltarea intensă a florei marine în apele tropicale și procesul de fotosinteză legat de aceasta, care constă în asimilarea de bioxid de carbon și degajarea unor cantități mari de oxigen. Oxigenarea puternică a apelor tropicale este unul din cei mai importanți factori care produce agresivitatea corosivă mărită a acestora.

Un alt factor important în procesul de coroziune îl constituie temperatura. Ea are o mare influență asupra vitezei procesului de coroziune a materialelor, care se mărește de circa două ori la fiecare 10°C de ridicare a temperaturii. În cazul apei de mare, această intensificare a coroziunii o dată cu creșterea temperaturii este mult atenuată datorită accelerării reacției de depunere a straturilor calcaroase pe suprafețele metalice la temperaturi mai ridicate. Din această cauză se observă diferenţe mici ale vitezelor de coroziune în apa de mare în diverse puncte de pe glob. Astfel, viteza de coroziune a oţelului în apa marină la Colombo (Ceylon) este de 21 mgf/dm^2.zi, iar la Le Hâvre (Franţa) este de 23 mgf/dm^2. zi.

Pentru utilajul arătat mai sus se aminteşte că temperatura apei în Marea Roşie variază între 25 şi 32°C.

Un fenomen particular al răcirii cu apă de mare a instalaţiilor de turbine cu abur îl constituie şi acoperirea suprafeţelor interioare ale spaţiilor de apă cu scoici şi alte vietăţi marine, pe lîngă depunerile organice care apar obişnuit şi în cazul răcirii cu apă dulce. Grosimea stratului acestor depuneri poate atinge 50 mm pe an şi în cazuri izolate 200—300 mm pe an [3]. Printre vietăţile marine care se fixează pe suprafeţele interioare ale spaţiilor de apă predomină scoicile negre (midia), crustaceele marine, racii de mare şi familiile de polipi, asemănătoare ca formă cu plantele marine. La fel, în aceste depuneri se constată prezenţa algelor.

Acoperirea intensă a conductelor de apă cu vietăţi marine şi cu alge reduce simţitor secţiunea efectivă de trecere a apei, măreşte rezistenţa hidraulică a circuitului şi provoacă deci reducerea debitului de apă prin sistemul de răcire. Scoicile rupte de pe pereţii conductelor de curentul de apă sînt introduse în condensator şi răcitoarele de ulei, unde astupă plăcile tubulare şi ţevile. Toate acestea produc înrăutăţirea vidului în turbină şi funcţionarea defectuoasă a sistemului de răcire a uleiului.

Circuitul de apă de răcire la turbinele cu abur cu condensaţie. Pentru a studia influenţa acţiunii corosive a apei de mare asupra părţilor componente ale circuitului de apă de răcire la turbinele cu condensaţie se va descrie pe scurt în cele ce urmează componenţa acestuia din punct de vedere constructiv şi al materialelor folosite în cazul răcirii obişnuite cu apă dulce. Întrucît răcitoarele generatoarelor electrice nu se deosebesc (din punctul de vedere al materialelor folosite pentru construcţia lor) de răcitoarele de ulei, ele nu vor fi studiate în mod special, consideraţiile limitîndu-se numai la instalaţia de răcire a turbinei. În figura 2 este reprezentată schematic instalaţia de răcire a turbinei, spaţiul ocupat de apa de răcire fiind înnegrit.

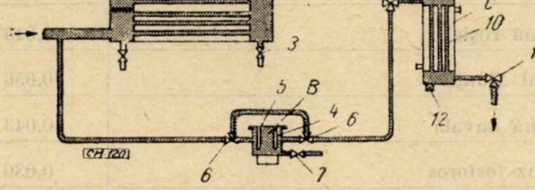


Fig. 2

Au fost reprezentate schematic principalele elemente componente ale sistemului de răcire pentru turbinele cu condensaţie cu puteri de 3—10 MW de fabricaţie UCM-Reşiţa. Apa de răcire care intră în sistemul de răcire al turbinei se împarte în două circuite, şi anume: circuitul de răcire al condensatorului *A* şi circuitul răcitoarelor de ulei *C*. Apa de răcire a condensatorului pătrunde în acesta prin partea inferioară a camerei de apă *1*, iar după aceea trece printr-un fascicul de ţevi de condensare *2*, prin camera de apă opusă camerei *1*, alt fascicul de ţevi *2*, camera de apă *1*, al treilea fascicul de ţevi *2*, partea superioară a camerei de apă opusă camerei *1*, şi este evacuată din condensator[*]. Robinetele *3* servesc la golirea completă a camerelor de apă ale condensatorului în timpul cît prin acestea nu circulă apă de răcire (în perioadele de staţionare a turbinei sau în timpul curăţării ţevilor uneia din secţiunile condensatorului — cazul condensatoarelor secţionate).

Apa din circuitul răcitoarelor de ulei pătrunde prin robinetul cu trei căi *6* în camera închisă de corpul filtrului *4*, este filtrată prin sita *5*[**] şi trece în continuare prin robinetele cu trei căi *6* şi *8* în răcitorul de ulei *C*. Robinetele cu trei căi *6* au rolul de a forma un by-pass pentru cazul cînd filtrul de apă *B* este curăţat după golirea apei din el prin conducta cu robinetul de golire *7* (bineînţeles în cazul cînd curăţarea filtrului se face în timpul funcţionării turbinei). În răcitorul de ulei *C*, apa de răcire trece întîi prin camera de apă superioară *9*, apoi prin ţevile *10* în camera de apă inferioară, de unde este evacuată prin robinetul cu trei căi *13*. Robinetul *11* serveşte pentru aerisirea camerei de apă *9*, iar dopul *12* pentru golirea apei din răcitorul de ulei cînd acesta nu lucrează.

În figura 2 a fost reprezentat un singur răcitor de ulei *C*; în realitate, în instalaţie se montează două răcitoare şi se leagă în paralel cu ajutorul robinetelor cu trei căi *8* şi *13*. Unul din răcitoare este de rezervă şi funcţionează numai în timpul curăţării sau reviziilor celuilalt.

În continuare se analizează succesiv natura materialelor din care sînt fabricate elementele sistemului de răcire care vin în contact cu apa de răcire, în cazul unei construcţii normale (răcire cu apă dulce).

Pereţii exteriori şi despărţitori ai camerelor de apă ale condensatorului şi plăcile tubulare ale acestuia sînt executate din tablă de oţel OL 38 (STAS 500-63), iar ţevile de condensare, din alamă AM 63 (STAS 522-51). Garniturile de etanşare dintre uşi şi camerele de apă se execută din cauciuc (perbunan), iar şuruburile pentru strîngerea uşilor, din oţel OLC 35. În figura 3 este reprezentată partea superioară a unui răcitor de ulei de construcţie verticală. Inelul de dilatare *4*, montat numai în camera superioară, are rolul de a compensa prin deformare dilatarea ţevilor răcitoare, lucru care la condensator se realizează prin încovoierea ţevilor cu lungime suficient de mare.

---

[*] S-a luat ca exemplu un condensator cu trei drumuri de apă.

[**] O primă filtrare a apei de răcire se face la aducerea ei în centrală.

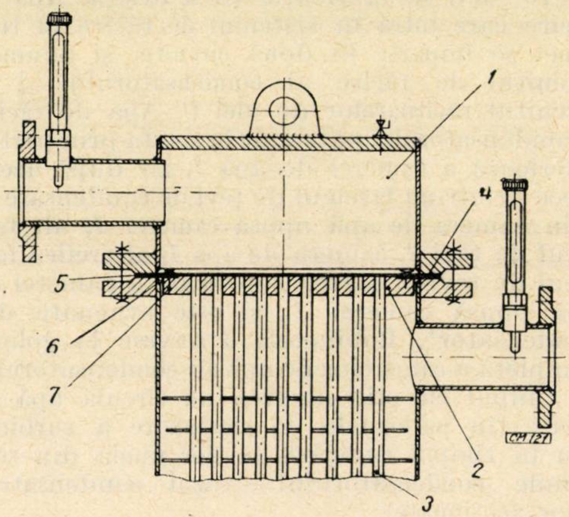


Fig. 3

Camerele de apă *1* ale răcitorului sînt în construcţie sudată din tablă de oţel marca OL 38, iar ţevile de apă sudate la acestea sînt executate din oţel OLT 35. Celelalte elemente ale răcitorului de ulei, care vin în contact cu apa de răcire, sînt executate din următoarele materiale : placa tubulară *2* — OL 38 ; ţeava răcitoare *3* — AM 63 (STAS 521-49) ; inelul de dilatare *4* — OL 38 ; inelul de etanşare *5* — OL 38 ; garnitura *6* — clingherit ; şurubul hexagonal M 10 × 25 — OLC 35.

Pentru elementele componente ale filtrului de apă (din figura 2) se folosesc următoarele materiale : corpul filtrului, capacul şi suportul sitei — tablă de oţel OL 38 ; ţevile sudate la corpul filtrului — OLT 35 ; sita de filtrare din ţesătură de sîrmă de alamă — AM 63 (STAS 1077-50) ; şuruburile — OLC 35 ; garniturile — clingherit.

Conductele instalaţiei de răcire sînt executate din oţel OLT 35, flanşele din OL 38, iar garniturile din clingherit. Tecile termometrelor sînt realizate din OLT 35, iar înşurubările din OL 38. Înşurubările şi ţevile pentru impulsurile la manometre sînt din oţel. Calitatea materialelor din care sînt executate elementele componente ale armăturilor şi manometrelor de pe circuitul de apă de răcire nu se analizează aici, deoarece acestea se execută din materiale speciale rezistente la acţiunea corosivă a apei de mare, de către uzinele profilate pentru fabricarea lor.

Din cele de mai sus se poate conchide că, în circuitul de răcire al unei turbine cu abur cu condensaţie, apa de răcire vine în contact cu piese executate din următoarele materiale : oţel nealiat (OL 38, OLT 35, OLC 35), alamă obişnuită (AM 63), cauciuc (perbunan) şi clingherit.

În capitolul următor se va analiza pe scurt acţiunea corosivă a apei de mare asupra materialelor amintite mai sus, folosite în construcţia normală de turbine cu abur, răcite cu apă dulce.

Acţiunea corosivă a apei de mare asupra materialelor obişnuite. Oţelul nealiat are o rezistenţă foarte scăzută la acţiunea apei de mare. În majoritatea cazurilor, la oţel se întîlnesc forme de coroziune localizată, de tip punctiform. Oţelul nealiat sau chiar cel aliat cu un conţinut de crom mai mic de 17 % nu se folosesc sub nici o formă în contact direct (neprotejat) cu apa de mare.

Cuprul şi aliajele sale (alămuri, bronzuri) au o stabilitate destul de ridicată la acţiunea corosivă a apei de mare însă, cu toate acestea, numai o parte din aliajele cuprului satisfac cerinţele care se impun în cazul instalaţiilor de turbine cu abur din punctul de vedere al durabilităţii. Un fenomen caracteristic întîlnit la ţevile de alamă care vin în contact cu apa ce conţine substanţe corosive îl constituie dezincarea. La dezincare se dizolvă de fapt atît zincul, cît şi cuprul din compoziţia alamei ; cuprul se depune însă din nou şi de multe ori chiar în locurile unde a fost atacată alama. Depunerea are un aspect spongios şi astfel se creează impresia că numai zincul a trecut în soluţie. Aliajele cupru-nichel se remarcă printr-o stabilitate deosebită la acţiunea apei de mare. Acest lucru se poate observa şi din tabela 3.

Tabela 3

Aliajul	Viteza de coroziune, mm/an
Cupru	0,040
Alamă roşie	0,045
Metal Muntz	0,056
Alamă navală	0,043
Bronz fosforos	0,030
Bronz de aluminiu	0,048
Bronz de siliciu	0,043
Cupru-nichel	0,008

Alama cu aluminiu şi alama Admiralty sînt la fel de rezistente la acţiunea apei de mare, deoarece prezintă proprietatea de a forma pelicule de protecție, deosebit de rezistente la curgerea turbulentă a apei, care antrenează și oxigen în masa sa.

Un aspect important al coroziunii căruia i se acordă în ultimul timp o importanță deosebită îl constituie fenomenul de coroziune sub tensiune, care trebuie luat în considerare, în cazul nostru, mai ales la țevile de condensator.

Prin coroziune sub tensiune se înțelege apariția de fisuri transcristaline sau intercristaline neînsoțite de deformații, sub acțiunea agenților corosivi și a unor tensiuni mecanice. Aceste fisuri sînt perpendiculare pe direcția tensiunilor principale și, în majoritatea cazurilor, ele prezintă ramificații. Este de remarcat că fenomenul de coroziune sub tensiune nu apare în cazul solicitărilor de compresiune și efectele sale sînt foarte rapide în raport cu cele care apar în cazurile obișnuite. Cercetările efectuate în această direcție au dus uneori la concluzii contradictorii. Se pot însă considera drept competente în acest sens opiniile specialiștilor firmei Brown Boveri, prezentîndu-se în cele ce urmează, pe scurt, cele mai importante concluzii ale acestora. Astfel, se arată [2] că la țevile de condensator se observă o coroziune sub tensiune mai intensă în zonele cu temperatură mai ridicată, în imediata apropiere a plăcilor tubulare și în special în jumătatea superioară a țevilor, deci acolo unde conținutul de gaze în apa de răcire este maxim. Dispoziția țevilor în condensator nu are influență asupra fenomenului de coroziune prin tensiune, însă condițiile fizice legate de procesele de tragere și tratament termic al țevilor se pare că au o influență, deoarece s-a observat că țevi din același material, livrate de diverși furnizori, se comportă diferit din acest punct de vedere. Conținutul în arseniu al aliajului la concentrația de 0,02–0,06 %, cît este prescris în majoritatea normelor pentru țevi de condensator, se pare că favorizează coroziunea sub tensiune; majoritatea surselor documentare susțin totuși că arseniul nu are nici o influență asupra acestui tip de coroziune. Pentru atenuarea coroziunii sub tensiune, materialul documentar elaborat de firma Brown Boveri recomandă evitarea pe cît posibil a acțiunii erozive a grăunțelor de nisip sau bulelor de aer asupra țevilor de condensator și, la fel, a depunerilor organice în interiorul acestora, prin filtrare și tratament chimic corespunzător al apei de răcire. Se recomandă viteze de circulație a apei de răcire cît se poate de mici. Acestea toate, pe lîngă alegerea unor materiale corespunzătoare pentru țevile răcitoare, din care cele mai bune sînt în mod indiscutabil aliajele Cu-Ni [15].

Sudurile dau naștere de multe ori la centre de coroziune, în special din cauza tensiunilor remanente. Acestea apar mai ales în cazul sudurilor prin margini suprapuse sau al sudurilor prin puncte.

În circuitul de apă de răcire al turbinelor cu abur sînt deosebit de periculoase, din punctul de vedere al coroziunii, contactele dintre două metale diferite, cum este cazul la locurile de mandrinare a țevilor răcitoare în plăcile tubulare ale condensatorului și răcitoarelor de ulei sau contactul dintre sitele de alamă și ramele de oțel pe care se montează. Conform teoriei corodării electrochimice a metalelor [8], sistemul format din două metale în contact acoperite cu un strat de electrolit, sau scufundate în soluție, poate fi considerat o pilă galvanică, avînd electrozii scurtcircuitați. Fiecare metal este caracterizat, din acest punct de vedere, printr-un potențial electrochimic, așa cum rezultă din tabela 4.

Tabela 4

Nr. crt.	Denumirea materialului	Simbol	Potențial normal, V
1	Magneziu	Mg	−2,34
2	Beriliu	Be	−1,70
3	Aluminiu	Al	−1,67
4	Mangan	Mn	−1,5
5	Zinc	Zn	−0,76
6	Crom	Cr	−0,71
7	Fier	Fe	−0,44
8	Cadmiu	Cd	−0,40
9	Indiu	In	−0,34
10	Cobalt	Co	−0,28
11	Nichel	Ni	−0,25
12	Staniu	Sn	−0,14
13	Plumb	Pb	−0,18
14	Hidrogen	H	0,0
15	Cupru	Cu	+0,345
16	Argint	Ag	+0,795
17	Paladiu	Pd	+0,83
18	Mercur	Hg	+0,854
19	Platină	Pt	+1,2
20	Aur	Au	+1,42

Viteza de corodare la contactul dintre două metale este cu atît mai mare cu cît diferența potențialelor electrochimice ale metalelor respective este mai mare. O influență importantă asupra vitezei de corodare la contact o au polarizarea și rezistența ohmică a circuitului. Numai luînd în considerare toți acești factori se pot trage concluzii juste asupra fenomenului de coroziune de contact.

În ceea ce priveşte coroziunea de contact este necesar a mai fi subliniate următoarele : viteza de coroziune a oţelului cu conţinut de pînă la 13% crom poate creşte în contact cu multe metale şi aliaje mai electropozitive ; stabilitatea plumbului, a staniului şi a aliajului de lipit se înrăutăţeşte simţitor în contact cu metalele cu potenţial electrochimic mai pozitiv decît plumbul şi în contact cu oţelul inoxidabil ; coroziunea oţelului se intensifică, practic, în contact cu toate metalele de sub fier în scara potenţialelor electrochimice, cum sînt, de exemplu, nichelul şi cuprul ; coroziunea cadmiului şi a zincului se accelerează puternic în contact cu majoritatea metalelor şi aliajelor tehnice, cu excepţia magneziului şi a aliajelor lui.

Măsuri de protecţie împotriva coroziunii datorite apei de mare. Pentru protejarea instalaţiilor de răcire ale turbinelor cu abur împotriva acţiunii corosive a apei de mare au fost studiate şi experimentate o serie de metode din cele mai diverse, ele putînd fi împărţite în linii mari în următoarele categorii : materiale de construcţie speciale, acoperiri de protecţie metalice, sau cu pelicule de natură organică metode electrochimice, utilizarea inhibitorilor de coroziune.

În cele ce urmează se vor analiza, pe rînd, aceste metode.

Materiale de construcţie speciale. Date fiind dificultăţile aplicării unor metode de protecţie mai puţin costisitoare, ţevile răcitoare ale condensatoarelor şi răcitoarelor de ulei se execută din aliaje speciale. Alama obişnuită folosită în construcţia normală a ţevilor de condensator dă rezultate cu totul nesatisfăcătoare în cazul folosirii apei de mare. În literatura de specialitate [18] se aminteşte, de exemplu, cazul unei centrale termoelectrice de la Odesa, răcită cu apă de mare, la care ţevile de condensator, executate din alamă obişnuită, s-au distrus într-un timp foarte scurt, de ordinul cîtorva săptămîni. Din această cauză pentru construcţia ţevilor răcitoare se folosesc alămuri speciale sau aliaje cupru-nichel. Institutele ŢKTI şi VTI din U.R.S.S. recomandă pentru ţevile de condensator materiale cu compoziţia chimică indicată în tabela 5, în funcţie de conţinutul total de săruri din apa de răcire.

Tabela 5

Conţinutul de săruri în apa de răcire, mgf/l	Materialul recomandat pentru ţevile de condensator
$\leqslant 300$	Alamă cu 68% Cu
$\leqslant 1000$	Alamă cu 70% Cu sau alamă cu 68% Cu şi conţinut de arsen
$\leqslant 2000$	Cupru
$\leqslant 3000$	Alamă cu 77% Cu, alamă cu 70% Cu şi conţinut de arsen sau aliaj Cu–Ni
$\leqslant 5000$	Alamă cu 77% Cu şi conţinut de arsen
> 5000	Aliaj Maillechort

Din experimentările efectuate la centrala electrică de la Dunkerque (Franţa), răcită cu apă de mare, a rezultat că materialul cel mai bun (din cele experimentate) pentru construcţia ţevilor de condensator este aliajul Supermetonic, a cărui compoziţie chimică este dată în tabela 6. Rezultate bune a dat şi alama cu aluminu Metarsal. Tot în tabela 6 se dau compoziţiile chimice şi pentru alte alămuri şi aliaje cupru-nichel, folosite de diverse firme constructoare de turbine cu abur din Elveţia şi Franţa. În literatură [8] se indică şi folosirea oţelurilor inoxidabile austenitice Cr-Ni-18-8 care au dat rezultate foarte bune. La fel sînt recomandate aliajele pe bază de titan.

Pentru plăcile tubulare se recomandă folosirea aliajului de monede (Müntz) sau a bronzurilor Inoxida care au dat rezultate bune cu ocazia experimentărilor efectuate la centrala electrică de la Dunkerque. Din cauza dificultăţilor de laminare a bronzului Inoxida 90 se preferă folosirea bronzului Inoxida 35, deşi, din punctul de vedere al rezistenţei la coroziune, primul este superior. În tabela 7 se dă compoziţia chimică a acestor materiale.

Tabela 6

Grupa de aliaje	Denumirea sau simbolul	Compoziţia chimică, %										
		Cu	Zn	Sn	Al	Ni	Mn	Fe	As	Pb	C	Si
Alămuri	70/29/1+As	69–71	27–29	1–1,5					0,02–0,06			
	Amirauté	70	29	1								
	Metarsal	76	22		2							
Aliaje Cu–Ni	Maillechort					29–33*	0,8–1,3	0,6–1,0		$\leqslant 0{,}005$	$\leqslant 0{,}05$	$\leqslant 0{,}15$
	Cu–Ni 70/30	69–71				29–31	0,5–1,5	0,4–1,0				
	Metonic	68				30	1,0	1,0				
	Supermetonic	68				28	2,0	2,0				

---

* Ni + Co

Tabela 7

Denumirea	Compoziția chimică, %										
	Cu	Al	Ni	Mn	Mo	Fe	Pb	C	Bi	As	Sb
Monel	27–29	–	restul *	1,2–1,8	–	2–3	$\leqslant$0,002	$\leqslant$0,2	$\leqslant$0,002	$\leqslant$0,01	$\leqslant$0,002
Inoxida 90	81–84,5	9–10	4–6	–	0,5–1,0	–	–	–	–	–	–
Inoxida 35	84–87	8,8–10	1,5–2	–	0,8–2,0	–	–	–	–	$<$	–

* Ni–Co

Acoperiri de protecție metalice. Această metodă se aplică peste tot acolo unde condițiile constructive permit, fiind din punct de vedere economic mai rentabilă decît folosirea unor materiale de construcție speciale. În cazul considerat, cea mai des utilizată este zincarea, aplicată în special pentru protejarea țevilor de oțel ale circuitului de răcire. Zincarea țevilor se execută în baie de zinc topit, după ce în prealabil au fost fasonate și aduse în stare de montare în circuit, adică îndoite și cu flanșele sudate. Pentru a se realiza o bună aderență a zincului, țevile sînt sablate (sau curățate bine de oxizi în locurile dificile de sablat), degresate în soluție de sodă și decapate în soluție de acid clorhidric. După o primă decapare, care durează circa 3–5 ore, țevile sînt spălate cu apă și supuse la a doua operație de decapare, cu durata de 1–2 ore. Urmează tratarea cu praf de clorură de amoniu, uscarea și încălzirea țevilor la o temperatură de 30–40°C, după care acestea se introduc în baia de zinc topit. În acest fel toate suprafețele țevilor fasonate se vor acoperi cu un strat de zinc.

Cadmierea este mai costisitoare decît zincarea. Ea se aplică la protecția suprafețelor metalice care vin în contact cu apa de mare, în cazul pieselor mai importante, deoarece asigură o rezistență împotriva coroziunii mai ridicată decît în cazul zincării.

Acoperiri de protecție cu pelicule de natură organică. Această metodă de protecție este mai puțin costisitoare decît acoperirile metalice și se aplică pe suprafețe mari și ușor accesibile, ca, de exemplu, camerele de apă, interiorul conductelor cu diametru mare etc. S-au făcut experimentări și pentru protejarea țevilor de condensator cu materiale organice de tipul duroplast [13]. În literatura indicată, se amintește de folosirea în acest scop a unor materiale de proveniență germană ca Säkaphen R sau Si 14 E prin a căror depunere pe țevile de condensator nu se produce o scădere simțitoare a coeficientului de transmitere a căldurii, pentru viteze ale apei de răcire mai mari de 1 m/s.

Acoperirile cu pelicule de natură organică se recomandă în special pentru plăcile tubulare ale camerelor de apă, în scopul protejării contactelor metalice dintre acestea și țevile răcitoare la locurile de mandrinare [5]. Atît pentru plăcile tubulare, cît și pentru interiorul camerelor de apă, sînt indicate rășinile epoxidice, acrilice, fenolice etc. și poliesteri. Grosimea stratului recomandată pentru aceste pelicule este de 0,4–0,6 mm.

Literatura sovietică [18] conține unele date referitoare la folosirea peliculelor de cauciuc naerit. Astfel, în ceea ce privește tehnologia de depunere a cauciucului pe suprafața metalică se indică următoarea succesiune de operații : sablare, degresare cu benzină, depunerea a două straturi de grund clornaerit, depunerea a patru straturi de naerit. Grosimea totală a peliculei trebuie să fie de 1,2–1,5 mm. Uscarea fiecărui strat (pentru primele trei) se face în decurs de 48 ore, iar ultimul strat se usucă în circa 260 ore.

Metoda protejării camerelor de apă cu peliculă de cauciuc (neopren) a fost aplicată și la centrala electrică de la Dunkerque, unde s-au depus 12 straturi de cauciuc, ajungîndu-se la o grosime finală de 1,2 mm. Rezultatele nu au fost satisfăcătoare din cauza dificultăților întîmpinate în ceea ce privește obținerea unui strat protector de grosime uniformă și din cauză că repararea peliculei — în caz de distrugere parțială în exploatare — este pretențioasă.

Protecția prin metode electrochimice și utilizarea inhibitorilor de coroziune. Fierul și aliajele sale pot fi protejate pe cale electrochimică prin două metode și anume : protecția catodică și protecția anodică. Întrucît protecția anodică este folosită mai rar și nu în cazul condensatoarelor, această metodă nu va fi analizată în cele ce urmează.

Protecția catodică este metoda de reducere a vitezei de corodare ca urmare a deplasării potențialului electrochimic, sub acțiunea unui curent exterior (polarizare catodică) la valori mai negative sau cel puțin egale cu potențialul de echilibru al metalului, care corespunde unui echilibru dinamic dintre metal și soluție, caracterizat prin trecerea simultană dintr-o fază în alta, a aceleiași cantități de ioni metalici.

Protecția catodică poate fi realizată fie cu ajutorul unor anozi protectori (numiți și anozi reactivi sau anozi de sacrificiu), fie cu ajutorul unui curent exterior imprimat construcției de la o sursă exterioară de curent. Deoarece protecția catodică cu ajutorul unui curent exterior necesită o instalație electrică specială destul de pretențioasă din punctul de vedere al exploatării, se vor da unele indicații mai detaliate numai în ceea ce privește metoda anozilor protectori.

Protecția catodică cu anozi protectori constă în legarea, la construcția metalică de protejat, a unor blocuri de metal cu un caracter mai electronegativ decît metalul construcției. Metalele care se folosesc ca anozi protectori sînt magneziul, zincul și aluminiul (aliat cu magneziul). Magneziul cu 6 % aluminiu și 3 % zinc, cu restricții asupra impurităților, este anodul de sacrificiu cel mai mult folosit. Zincul de puritate înaltă, cu un conținut de impurități sub 0,01 % sau mai puțin pur, cu adaosuri mici de aluminiu sau de cadmiu, dă anozi utilizabili în special în apa de mare. În construcțiile navale se folosește zinc cu următoarele adaosuri : cadmiu 0,01—0,05 % ; aluminiu 0,15—0,30 % ; impurități max. 0,012 % repartizate astfel : fier 0,002 %, plumb 0,005 %, staniu 0,001 %, cupru 0,001 %, alte impurități restul.

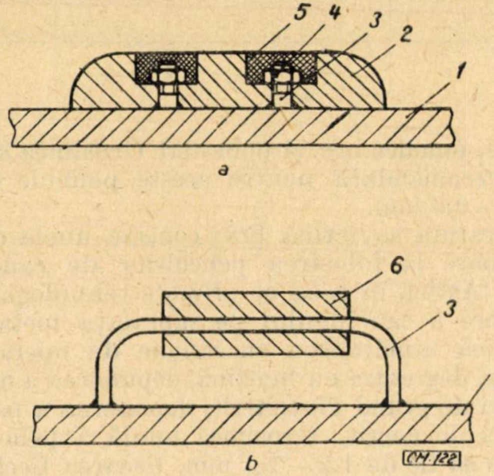


Fig. 4

În figura 4 se dau două sisteme de fixare a anozilor de zinc pe suprafața protejată catodic : *1* — metalul de bază, *2* — anodul de zinc, *3* — șurub sudat, *4* — piuliță, *5* — material izolator (smoală), *6* — armătură de oțel. În ceea ce privește cantitatea necesară de metal anodic pentru o suprafață de protejat dată, în construcția de nave există recomandări pentru montarea cîte unui anod în greutate de circa 10 kgf pentru fiecare 9 m² de suprafață vopsită*.

O metodă de protejare împotriva corodării, care privește procesul de exploatare a centralelor electrice și mai puțin fabricația instalațiilor de turboagregate, o constituie utilizarea de inhibitori. În acest sens firma Siemens a obținut rezultate bune în reducerea fenomenului de dezincare a țevilor răcitoare prin introducerea în apa de răcire a unui procentaj de 0,02—0,04 % arsen. O combatere indirectă a coroziunii, prin îndepărtarea unei părți din factorii care produc sau o stimulează, se realizează prin distrugerea vietăților depuse în interiorul condensatoarelor sau răcitoarelor, cu ajutorul clorului sau al apei calde (50°C) circulate în sens invers prin instalația de răcire.

Concluzii. Din numărul mare de metode pentru protecția împotriva corodării apei de mare arătate se vor analiza pe scurt cele considerate ca aplicabile în condițiile de fabricație de la U.C.M. Reșița.

În ceea ce privește materialul pentru țevile răcitoare trebuie avute în vedere calitățile recomandate în tabela 6, soluția finală fiind influențată și de posibilitățile de procurare din import a acestor țevi. După cum s-a mai arătat sînt de preferat aliajele Cu-Ni. Pentru camerele de apă și corpurile filtrelor de apă, soluția construirii din bronz sau alamă este neeconomică, însă pentru protejarea lor împotriva coroziunii sînt necesare măsuri din cele mai sigure, motiv pentru care se preconizează aplicarea simultană a următoarelor sisteme de protecție : acoperire metalică cu cadmiu sau zinc, acoperire cu peliculă de clorcauciuc sau rășini epoxidice*, protecție catodică cu anozi de sacrificiu din zinc (la camerele de apă ale condensatorului).

Avînd în vedere dimensiunile mari ale camerelor de apă ale condensatorului, se întrevăd dificultăți în ceea ce privește tehnologia acoperirii metalice prin metoda galvanică ; pentru înlăturarea acestor dificultăți, se studiază în prezent posibilitatea folosirii însăși a acestor camere ca băi electrolitice. Ele vor avea rol de electrod pe care se va depune metalul electrozilor (Cd sau Zn) introduși în electrolit.

Pentru protecția suplimentară a contactelor dintre țevile răcitoare și plăcile tubulare este posibilă depunerea, pe porțiunile de mandrinare ale țevilor, a unui strat de metal cu potențial electrochimic cu o valoare cuprinsă între valorile potențialelor electrochimice ale cuprului și fierului. Acest metal poate fi cadmiul sau staniul.

În laboratoarele U.C.M.Reșița sînt în curs de efectuare experimentări ale sistemelor de protecție arătate mai sus în condițiile apei de mare (vor fi reproduse pe cît posibil compoziția chimică și temperatura apei din Marea Roșie). Din rezultatele acestor experimentări se vor trage concluzii definitive asupra celui mai eficient sistem de protecție.

Toate piesele din oțel, ca plăci elastice, înșurubări, șuruburi, suporturi metalice etc., care vin în contact cu apa de mare, se vor proteja prin cadmiere.

Țevile circuitului de răcire vor fi protejate prin zincare, iar țevile de impuls pentru aparatele de măsură (manometre) vor trebui executate din cupru.

---

* Protecția catodică este folosită în paralel cu protecția prin vopsire.

* Cu conținut de substanțe fungicide, pentru ferirea peliculei de acțiunea distrugătoare a microorganismelor.

Pentru garniturile de cauciuc este recomandată folosirea cauciucului neopren care este mai rezistent la acțiunea factorilor chimici.

[1] *Abramovici, S. F., Kurzon, A. T., Moiseev, A. A.* Sudovîe parovîe turbinî. Moscova, Izd. Morskoi transport, 1949.
[2] *Baumann, G.* Destruction de tubes de laiton par corrosion sous tension mécanique. In : Revue Brown Boveri, nr. 7—8, 1962.
[3] *Bunkin, V. I.* Exploatarea instalațiilor de turbine cu abur. București, Ed. energetică de stat, 1953.
[4] *Kalinovski, N. N., Șalaghin, A. D., Sklearevski, N. P.* Ispîtanie ghermetiziruîușci pocrîtii iz nairita pri expluatații TEȚ ohlajdaemovo morskoi vodoi. In : Energomașinostroenie, nr. 9, 1963.
[5] *Eberle, R.* Oberflächenschutz mit Kunststoffen im Dampfkraftwerk. In : Brennstoff-Wärme-Kraft, nr. 3, 1964, şi Express informațiia—Teploenerghetika, nr. 24, 1964.
[6] *Grecu, T.* Turbine şi turbocompresoare, vol. II – București, Ed,. didactică și pedagogică, 1964.
[7] *Guleaev, V. N., Lujnov, M. I. K* voprosu vîbora materiala, dlea trubî kondensatorov. In : Teploenerghetika, nr. 2, 1964.
[8] *Hagymaș, Gh., Firoiu, C., Radovici, O.* Coroziunea și protecția metalelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.
[9] *Losev, S. M.* Turbine cu abur şi instalații de condensare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.
[10] *Mamet, A. P.* Korozia teplosilovovo oborudovania electrostanții. Moscova, Gosenergoizdat, 1952.
[11] *Mihailov — Miheev, P. B.* Spravocinik po metallicheskim materialam turbino i motorostroeniia. Moscova Maşghiz, 1961.
[12] *Reis, F.* Die Möglichkeiten der Plastanwendung in der Energiewirtschaft. In : Energietechnik, nr. 3, 1964 și Express informațiia — Teploenerghetika, nr. 25, 1964.
[13] *Salmen, H.* Ein Beitrag zum Problem der Kühlwasserkorrosion und Inkrustation. In : Mitt. Verein. Grosskesselbesitzer, nr. 93, 1964, şi Express informațiia, nr. 14, 1965.
[14] *Sicikov, M. F.* Metallî v turbostroenii. Moscova, Maşghiz, 1954.
[15] *Szabò, E.* Essais de corrosion sous tension mécanique des tubes des condenseurs. In : Revue Brown Boveri, nr. 7—8, 1962.
[16] *Schroeder, F. K.* Erfahrungen mit Kondensations-Anlagen. In : Allgem. Wärmetechn., nr. 2, 3, 1964 şi Express informațiia — Teploenergetika, nr. 16, 1965.
[17] Korroziia metallov. Moscova, 1953.
[18] O primenenii kondensatornîh trubok iz latuni. In : Elektriceskie stanții, nr. 9, 1964.
[19] Material documentar de la Șantierul naval Galați.

CZ 621.635

Considerații asupra unor soluții constructive pentru îmbunătățirea caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale

CHIRIL MONEANU

Problema perfecționării ventilatoarelor a preocupat și preocupă pe mulți specialiști. Ea este legată în primul rînd de reducerea consumului de putere prin creșterea randamentelor, de simplificarea proceselor tehnologice prin tipizarea produselor, de reducerea consumului de metal prin reducerea gabaritelor, de reducerea zgomotului și a supradimensionării inutile la construcțiile moderne etc. Cercetările efectuate în ultimul timp permit alegerea construcției cu ajutorul căreia se poate obține randamentul maxim. Această alegere se face în baza coeficientului de rapiditate σ care reunește cei patru parametri principali de care depind caracteristicile ventilatoarelor : debit, presiune, temperatură și turație. Mărimea sa este dată de relația :

$$\sigma = \frac{1}{28{,}5}\,\frac{q^{1/2}\,n}{\left(\frac{p_t}{\rho}\right)^{3/4}},$$

în care :

q reprezintă debitul volumetric, m^3/s ;
p_t — presiunea totală, mm col. apă sau kgf/m^2 ;
ρ — masa specifică, $kgfs^2/m^4$;
n — turația ventilatorului, rot/min.

Valorile acestui coeficient sînt cuprinse pentru construcțiile uzuale de ventilatoare între 0,04 și 3,8.

În figura 1 sînt trasate curbele de randament maxim în funcție de coeficientul de rapiditate σ pentru fiecare tip de rotor considerat [2],[6].

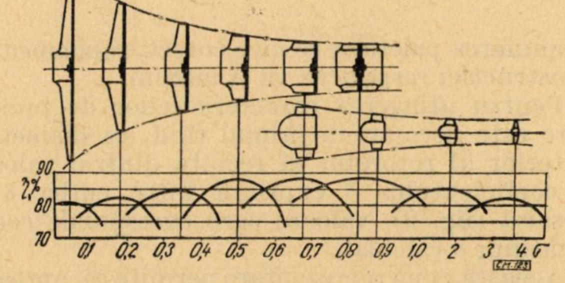


Fig. 1

Pentru stabilirea construcției de randament maxim, cercetările au dus la ideea folosirii unui rotor unitar de comparație ai cărui coeficienți, φ, ψ, σ și δ sînt egali cu unitatea. În acest sens s-au ales :

— coeficientul de debit $\varphi = \dfrac{4\,q}{\pi\, d_2\, u_2} = 1$;

— coeficientul de presiune $\psi = \dfrac{2\,p_t}{\rho\, u_2^2} = 1$;

— coeficientul de rapiditate $\sigma = \frac{1}{28,5} \frac{q^{1/2} n}{\left(\frac{p_t}{\rho}\right)^{3/4}} = 1$;

— coeficientul de diametru $\delta = 1,865\, d_2 \sqrt[4]{\frac{p_t}{\gamma q^2}} = 1$.

Această ipoteză s-a făcut în ideea că cele două rotoare, cel de proiectare şi cel de comparaţie, realizează acelaşi debit şi aceeaşi presiune. Importanţa indicilor σ şi δ a crescut şi mai mult de cînd s-a arătat că o reprezentare a maşinilor centrifuge în diagrama σ — δ constituie un mijloc de selecţie.

Alegerea formei de rotor care să atingă randamentul cel mai ridicat pentru o anumită valoare a coeficientului σ se face prin stabilirea coeficientului δ cu ajutorul diagramei Cordier (fig. 2). Determinînd coeficientul δ cu ajutorul acestei diagrame care arată de cîte ori este mai mare diametrul rotorului căutat faţă de diametrul rotorului unitar, se poate scrie :

$$\psi = \frac{1}{\sigma^2 \delta^2}; \quad \varphi = \frac{1}{\sigma \delta^3}.$$

Dacă se adoptă forma de construcţie corespunzătoare celor doi coeficienţi deduşi şi dacă dispunerea paletelor se face corect, randamentul construcţiei respective va fi maxim.

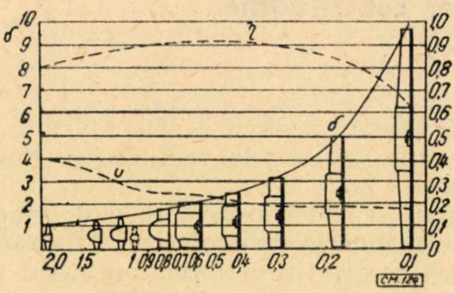


Fig. 2

Pentru atingerea caracteristicilor de proiectare este necesar, în primul rînd, ca diametrul exterior al rotorului să rezulte dintr-o valoare a coeficientului δ cuprinsă între curba δ şi abscisă (fig. 2), valoare care corespunde coeficientului σ calculat.

Această nouă reprezentare permite ca, aproape fără formule, să poată fi alese cele mai bune tipuri de rotoare.

O condiţie care se impune la realizarea unei construcţii de randament maxim este alegerea formei de paletă corespunzătoare coeficientului ψ rezultat din curba Cordier şi a unghiurilor de aşezare a paletelor care influenţează foarte mult forma curbei caracteristice a ventilatorului.

În figura 3 sînt reprezentate curbele $\psi = f(Q/Q_{\eta\,max})$ pentru 6 tipuri caracteristice de rotoare. După cum reiese şi din figură, unghiurile de ieşire din rotor β_2 sînt diferite, după cum sînt diferite şi formele constructive de rotoare. În abscisă sînt trecute valorile debitelor raportate la debitul corespunzător randamentului maxim pentru fiecare construcţie în parte. Curbele din această figură sînt tipice pentru fiecare construcţie şi ele redau aspectul curbelor caracteristice ale acestor construcţii.

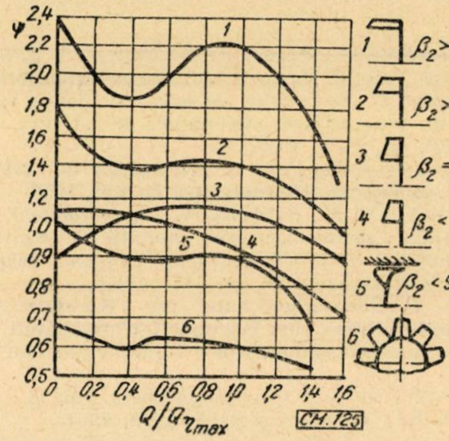


Fig. 3

Un interes deosebit pentru constructorii de ventilatoare îl prezintă curbele din figura 4. Din figură se poate observa că punctul de putere maximă corespunde cu punctul de randament maxim. Rezultă deci că puterea maximă instalată poate fi considerată egală cu puterea maximă absorbită. În acest mod se evită supradimensionarea motorului de antrenare. Curbele caracteristice din figura 4 au fost obţinute cu ajutorul unui rotor centrifugal cu diametrul $d_2 = 530$ mm, cu palete dublu curbate înapoi şi cu sector iniţial la intrarea în rotor. După cum reiese şi din figură, randamentul acestui ventilator depăşeşte 85%.

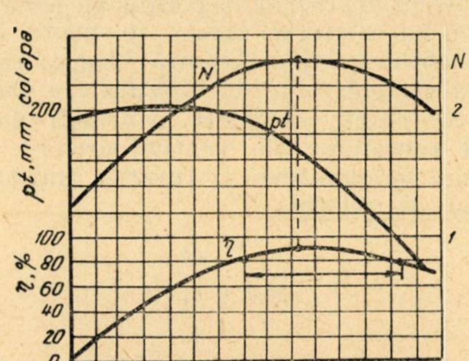


Fig. 4

În urma unor cercetări efectuate la diferite construcţii de rotoare s-a constatat că, prin adaptarea unor soluţii constructive, randamentul și caracteristicile ventilatoarelor centrifugale pot fi îmbunătățite simțitor.

Soluții constructive pentru îmbunătățirea caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale. Încercările făcute în scopul îmbunătățirii caracteristicilor ventilatoarelor prin adaptarea unor soluții constructive la carcasă nu au dat rezultate, chiar la cele mai perfecționate construcții. Singura posibilitate pentru îmbunătățirea caracteristicilor constă în intervenția directă asupra construcției rotorului și în special a construcției paletelor. În prezent se folosesc diverse construcții de rotoare centrifugale îmbunătățite, cum sînt: rotoare cu palete curbate înapoi, cu curbură dublă și cu sector inițial; rotoare cu palete curbate înapoi și profilate; rotoare cu palete întoarse înapoi, torsionate și profilate; rotoare cu palete curbate înapoi și torsionate; rotoare cu palete profilate înapoi; rotoare cu palete curbate înapoi, cu sector inițial; rotoare cu palete cu dublă curbură și ieșire radială, prevăzute cu sector inițial; rotoare cu palete curbate înainte, cu dublă curbură și sector inițial; rotoare de tip Sirocco, cu raportul $0{,}95 \geqslant \frac{d_1}{d_2} \geqslant 0{,}8$, d_1 fiind diametrul de intrare în rotor, iar d_2—diametrul exterior la ieșirea din rotor; rotoare cu difuzor-rotoric; rotoare cu anterotor etc. Acestea sînt numai cîteva din soluțiile uzuale, ele putînd fi aplicate și în mod combinat.

Soluții constructive aplicate la rotoarele centrifugale. Rotor cu palete curbate înapoi, cu curbură dublă și cu sector inițial. Soluția se folosește în cazul rotoarelor cu lățime mare, în scopul creșterii randamentului. Îmbunătățirea constă în realizarea unei forme mai bune a paletelor, permițînd astfel reducerea zonelor turbionare și deci umplerea mai completă a canalelor rotorului. În figura 5 este reprezentată forma constructivă a acestor tipuri de rotoare.

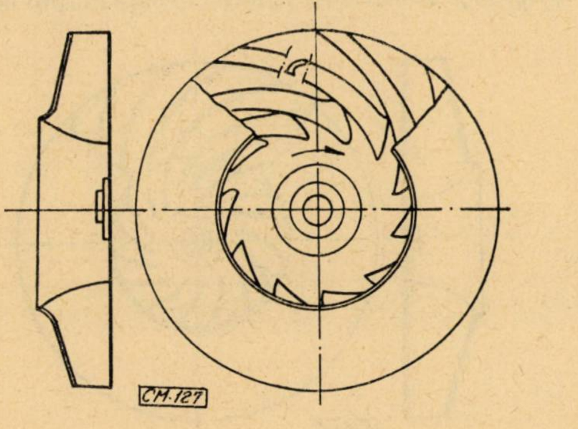


Fig. 5

Rotoarele de acest tip au fost cercetate și experimentate în laborator, obținîndu-se randamentul peste 85 %, iar coeficientul de turație σ a atins valoarea 0,94. Curbele caracteristice din figura 4 reprezintă rezultatele măsurărilor unui ventilator echipat cu un rotor de acest tip.

În urma rezultatelor obținute, construcția acestui rotor își găsește o utilizare tot mai frecventă în producția de ventilatoare. Se utilizează în special la ventilatoare de presiune medie și înaltă, cu rapoarte $\frac{d_1}{d_2}$ medii și mici.

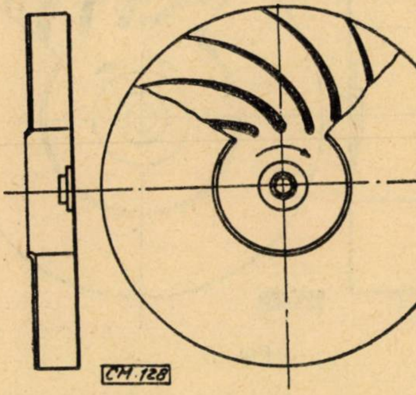


Fig. 6

Rotor de lățime constantă, cu palete profilate și curbate înapoi. Această soluție se aplică rotoarelor cu raport redus de diametre și cu lățime mică (fig. 6) [2]. Construcția realizată în această soluție asigură o bună scurgere a aerului în canalele rotorului și o intrare în rotor fără șocuri.

Încercările făcute cu rotorul Babcok-Stork, a cărui construcție este tipică rotoarelor înguste cu lățime constantă, au dat deplină satisfacție constructorilor, obținîndu-se un randament de peste 80 %, iar coeficientul de turație σ a crescut pînă la 0,45. Construcția, avînd o formă simplă, permite realizarea din material plastic, determinîndu-se astfel o creștere de randament de 5 % pînă la 10 %.

Construcția de rotor cu lățimea constantă își găsește tot mai multe utilizări, în special la ventilatoarele mici.

Rotor cu lățime constantă și cu racordare la intrare avînd paletele întoarse înapoi, profilate și torsionate. Soluția se folosește la rotoare de mare randament, deoarece printr-o formă mai bună a paletelor se reduc zonele turbionare din canalele rotorului și se realizează o umplere mai bună a acestora. Figura 7 reprezintă un model de rotor cu care s-a obținut un randament de peste 90 %.

Din punct de vedere aerodinamic, această construcție pare să fie cea mai perfecționată dintre toate construcțiile enumerate. Soluția se folosește în special la ventilatoarele de debite mari și presiuni medii (circa 100 — 300 mm col. apă). Construcția acestui rotor se caracterizează printr-o lăţime mare a rotorului şi un raport $\frac{d_1}{d_2} = (0,5 - 0,7)$.

Rotor cu lăţime constantă şi cu racordare la intrare, avînd paletele întoarse înapoi şi torsionate. Soluţia se aplică în special la rotoare mari de randament ridicat. Construcţia rotorului executat în varianta din figura 8 se deosebeşte de construcţia din figura 7 prin simpla torsionare a paletelor, fără a mai avea paletele profilate.

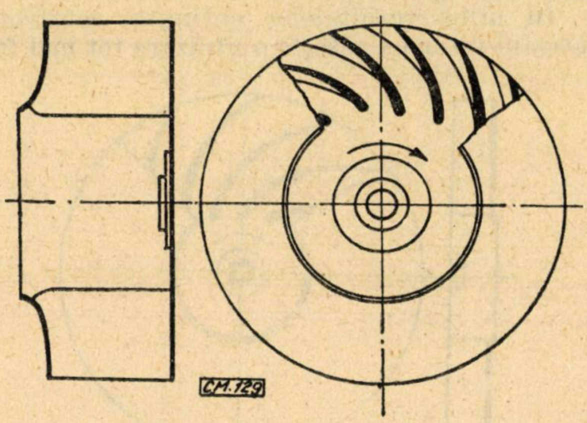


Fig. 7

Măsurările făcute la ventilatoarele echipate cu acest tip de rotor dovedesc calităţile aerodinamice deosebite, obţinîndu-se randamente apropiate de cele ale rotoarelor reprezentate în figura 7. Rotoarele moderne cu lăţime mare şi raport mare de diametre sînt executate numai în această variantă.

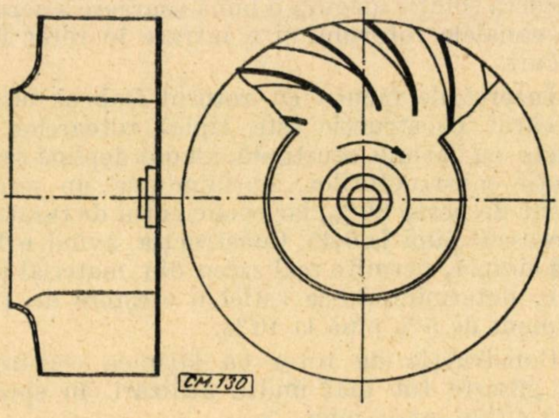


Fig. 8

Rotor cu palete profilate aerodinamic, cu orientare inversă a sensului de rotaţie. Această soluţie se foloseşte în mod curent, atît la ventilatoarele mari, cît şi la ventilatoarele mici. De obicei construcţiile mari se execută din metal, iar construcţiile mici, din PVC. Soluţia constructivă permite realizarea unor randamente ridicate.

În figura 9 este reprezentat un rotor cu profile normale de paletă. Construcţia rotorului este în general simplă şi rigidă, iar randamentul poate fi peste 85%. Randamentul ridicat dovedeşte că pierderile în rotor sînt minime, atît în canale, cît şi la intrarea în canal (deci zone turbionare minime), iar intrarea în rotor se face fără şocuri datorită rotunjirii şi ascuţirii bordului de atac.

Pentru simplificarea tehnologiei, în cele mai multe cazuri rotoarele de randament ridicat prevăzute cu palete profilate şi torsionate sînt înlocuite cu rotoare simple prevăzute cu palete din tablă la care se aplică soluţii de îmbunătăţire. Dintre acestea cele mai uzuale sînt construcţiile de rotoare cu palete curbate înapoi şi cu sector iniţial (care dau randamentele cele mai ridicate), rotoarele cu ieşire radială şi cu sector iniţial, rotoarele curbate înainte şi cu sector iniţial, rotoarele tip Sirocco, rotoarele cu anterotor, rotoarele cu difuzor rotoric şi altele. Aceste construcţii permit folosirea dispozitivelor asigurînd o precizie mai mare a unghiurilor β_1 şi β_2.

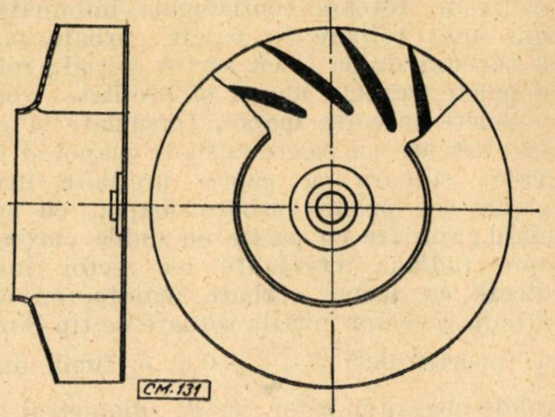


Fig. 9

Rotor cu palete curbate înapoi şi sector iniţial (fig. 10). Rotorul cu palete curbate înapoi îşi găseşte o largă aplicabilitate, atît la ventilatoare, cît şi la compresoarele centrifugale. Construcţia se realizează fie prin sudare, fire prin turnare.

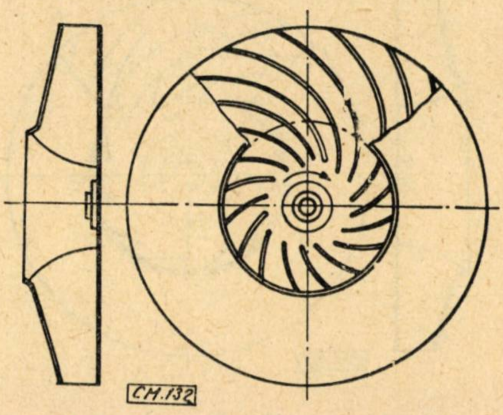


Fig. 10

Această soluție se aplică atît la rotoarele de lățime mare, cît și la rotoarele de lățime redusă. De obicei se aplică la ventilatoarele mari, care impun un randament ridicat.

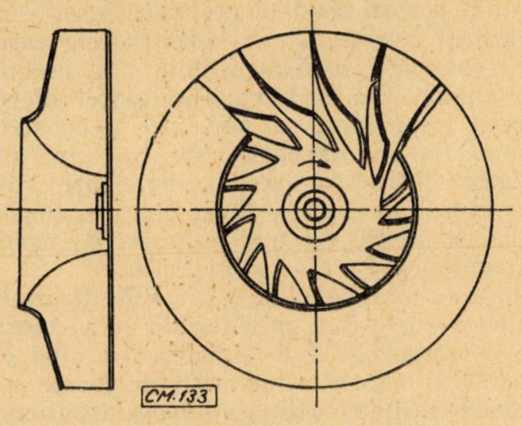


Fig. 11

Prezintă dezavantajul că realizează un coeficient de presiune redus în raport cu alte construcții, deci impune diametre mari, iar curba debit-presiune este foarte abruptă, ceea ce face ca prin variația debitului să apară o variație mare de presiune.

Rotor cu ieșire radială și sector inițial. Rotorul executat în varianta paletei cu ieșire radială realizează coeficienți de presiune și de debit superior variantei de rotor cu palete pe spate. Randamentul acestor rotoare este în general satisfăcător, atît pentru construcțiile mici, cît și pentru construcțiile mai mari.

Construcția se realizează în general cu palete cu dublă curbură și sector inițial, ca în figura 11, în scopul îmbunătățirii caracteristicilor aerodinamice. Soluția amintită a devenit foarte uzuală în construcția de ventilatoare industriale.

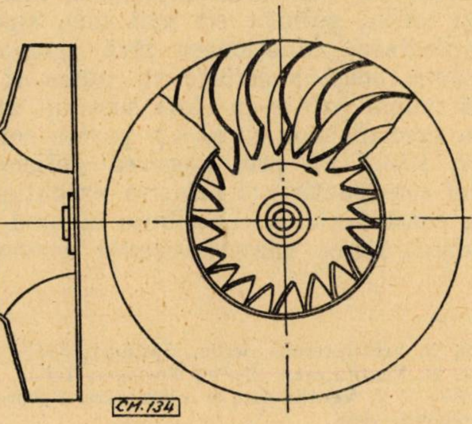


Fig. 12

Rotor cu paletele curbate înainte (*orientate în sensul de rotație*), cu *dublă curbură și sector inițial (fig. 12)*. Este una din construcțiile care se folosesc mai rar din cauza randamentului scăzut și numai în cazul unor cerințe de gabarit redus, rezistență mărită, greutate mică și zgomot redus.

Permite obținerea unor coeficienți de debit și presiune superiori celorlalte construcții. Randamentul hidraulic este în general scăzut. Soluția se folosește în general la construcții de debite mici și mijlocii. Un caz particular al acestor construcții îl constituie ventilatorul de tip Sirocco ce se caracterizează printr-un raport mărit de diametre.

Rotorul tip Sirocco (fig. 13). Este unul dintre rotoarele care își găsește o mare aplicabilitate la ventilatoarele silențioase. Cu ajutorul său se obțin coeficienți de presiune și de debit foarte ridicați în raport cu toate celelalte tipuri prezentate, atingînd în unele cazuri $\psi = 2{,}3$ și $\varphi = 1{,}2$. Prezintă dezavantajul că are un randament scăzut și realizează numai presiuni mici.

Una dintre caracteristicile principale ale acestei construcții o reprezintă raportul mărit al diametrelor $0{,}95 \geqslant \frac{d_1}{d_1} > 0{,}8$. Literatura de specialitate recomandă, în general, folosirea construcțiilor cu lățime mare de rotor $b = \frac{d_1}{3} \div \frac{d_1}{2}$.

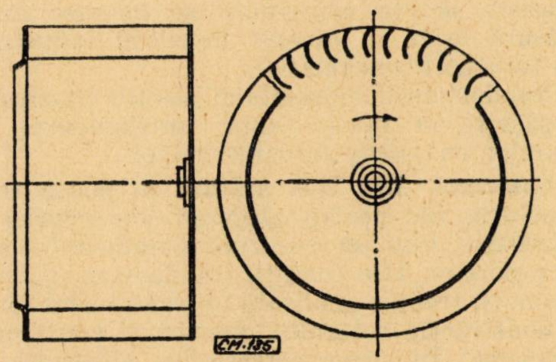


Fig. 13

Rotorul cu difuzor rotoric (fig. 14). Soluția are drept scop îmbunătățirea caracteristicilor aerodinamice la ieșirea din rotor. Randamentul hidraulic al rotorului cu difuzor rotoric este superior randamentului rotorului fără difuzor, deoarece destinderea gazelor la ieșirea din palete, în prima variantă, se face în difuzorul rotoric, evitîndu-se rezistențele hidraulice la ieșirea din rotor.

Această soluție se folosește în prezent atît la ventilatoare mici, cît și la ventilatoare mari. Prezintă dezavantajul că impune mărirea carcasei, deci mărește gabaritul ventilatorului.

Rotor cu anterotor și difuzor rotoric (fig. 15). Anterotorul rotorului are un dublu rol : reduce la maximum pierderile prin șocuri la intrarea în rotor, iar umplerea canalelor rotorului se face mai complet.

Caracteristicile ventilatorului construit după această soluție sînt net superioare celor ale ventilatorului echipat cu rotor fără anterotor.

Coeficientul de presiune ψ poate atinge valori cuprinse între 1,6 şi 1,7 la randamentul maxim al ventilatorului. Soluţia este foarte uzuală pentru rotoare cu rapoarte $\frac{d_1}{d_2}$ mici, caracteristice debitelor mici şi presiunilor mari. În prezent, aceste construcţii se folosesc într-o măsură mare în diverse instalaţii industriale de transport pneumatic.

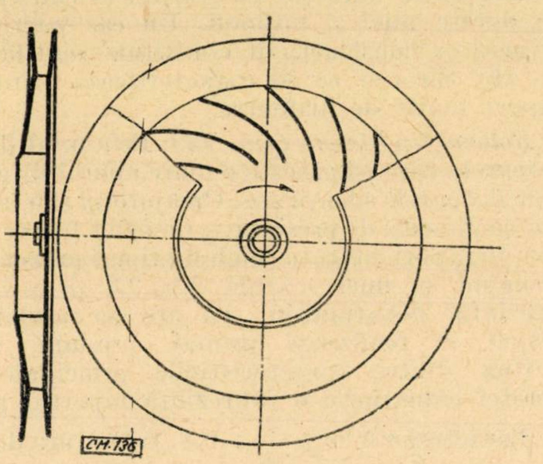


Fig. 14

Randamentul hidraulic al acestor construcţii depăşeşte în unele cazuri randamentul rotoarelor cu palete întoarse înapoi.

Concluzii. Din cele arătate se poate trage concluzia că, pentru alegerea construcţiei de ventilator care să realizeze parametrii ceruţi în raport cu alte condiţii (randament, gabarit, zgomot), trebuie analizate în primul rînd forma şi construcţia rotorului, precum şi construcţia paletelor. În urma cercetărilor efectuate pe un număr de 80 de ventilatoare centrifugale industriale de diferite tipuri produse de Fabrica de ventilatoare — Bucureşti, la care s-au aplicat diferite soluţii de îmbunătăţire, s-a observat o creştere substanţială a coeficienţilor ψ şi φ şi, o creştere, în majoritatea cazurilor, a randamentului acestor ventilatoare. În figura 16 sînt redate cîmpurile în care sînt încadrate valorile ψ = f(φ) pentru randamentele maxime obţinute.

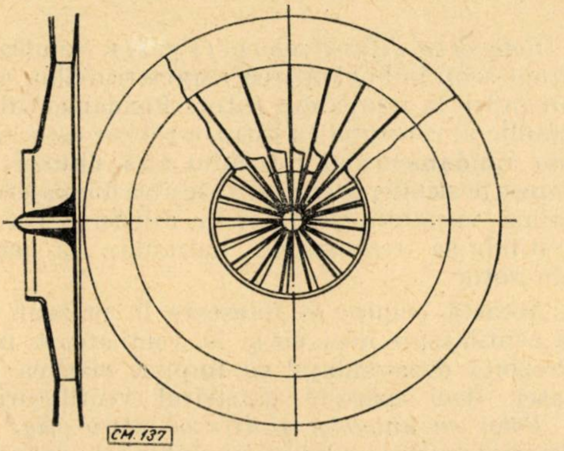


Fig. 15

Autorul consideră că ventilatoarele care nu realizează coeficienţii de presiune ψ la randamentul maxim, cel puţin la valorile limitei inferioare a zonei respective, nu prezintă o construcţie reuşită, fie ca execuţie, fie ca proiectare.

Pentru obţinerea acestor coeficienţi este necesar în primul rînd ca dimensionarea construcţiei să fie făcută cît mai judicios, iar execuţia construcţiei să fie cît mai îngrijită.

Alegerea coeficienţilor ψ şi φ din diagramă şi stabilirea corectă a unghiurilor şi a celorlalte date constructive duc la realizarea unei construcţii care asigură caracteristicile cerute.

Consideraţiile făcute permit o orientare sumară asupra alegerii soluţiei constructive, urmînd ca cercetările viitoare, efectuate atît pe ventilatoarele industriale, cît şi pe cele de laborator, să permită o alegere şi mai precisă a fiecărei soluţii în parte, ţinîndu-se seamă de cerinţele generale : randament cît mai ridicat, tehnologie cît mai simplă, consum de material cît mai redus şi mai ieftin, gabarit cît mai mic, siguranţă în exploatare, funcţionare fără zgomot etc. Realizarea acestor cerinţe va putea fi satisfăcută numai printr-un efort susţinut atît din partea specialiştilor, cît şi din partea constructorilor, ştiind că prin alegerea judicioasă a soluţiei constructive şi printr-o execuţie îngrijită a construcţiei se contribuie în mod direct la îmbunătăţirea caracteristicilor acestor maşini.

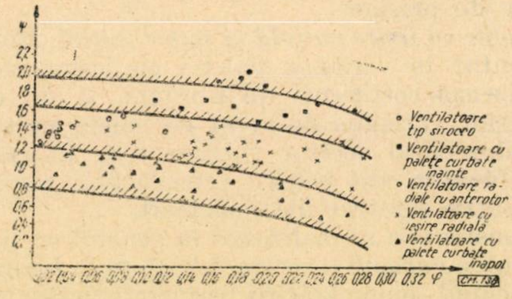


Fig. 16

[1] *Eck, B.* Ventilatoren. Berlin, Springer, 1957.
[2] *Eck, B.* Ventilatoren. Berlin, Springer, 1962.
[3] *Tilkin, S. I.* Ventilatoare şi aspiratoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.
[4] *Costocikin, V. N.* Instalaţie de tiraj (ventilatoare). Bucureşti, Ed. energetică de stat, 1963.
[5] *Eckert — Schnell.* Axial und radial Kompressoren. Berlin, Springer, 1961.
[6] In : Heizung- Lüftung — Haustechnik, nr. 1—12, 1963 şi nr. 1—6, 1964.
[7] In : Chauffage, ventilation, conditionnement, 1964.
[8] In : Heating and ventilating engineer, 1964.

CZ 621.791: 669.71 – 412

Sudarea barelor groase de aluminiu

MARIUS DUMITRESCU

În cadrul alimentării cu energie electrică a instalațiilor de electroliză, tehnica modernă preconizează folosirea barelor din aluminiu electrotehnic pentru realizarea căilor de curent. Curenții folosiți în astfel de instalații au o valoare foarte mare, de la 20 000 pînă la 130 000 A. Pentru ca în aceste căi de curent pierderile de energie electrică să fie minime, densitatea de curent admisă este de ordinul 0,3 A/mm^2. Din această cauză, secțiunile de bare folosite pentru realizarea unor astfel de căi de curent au o valoare importantă.

Pentru instalațiile de electroliza aluminiului de la Uzina de aluminiu — Slatina, secțiunea totală a căilor de curent, din aluminiu electrotehnic, se ridică la 204 000 mm^2 pentru un curent de 63 000 A. Această secțiune totală este formată fie din bare masive de aluminiu (barele generale fiind formate din două secțiuni de 400x155 mm și două secțiuni de 400x100 mm), fie din pachete de benzi flexibile din aluminiu de secțiune echivalentă (pachetele anodice fiind formate din benzi de 2,5 mm grosime, iar pachetele catodice, din benzi de 5 mm grosime). Dispoziția generală a căilor de curent la cuvele de electroliza aluminiului este indicată în figura 1.

Pentru realizarea acestor căi de curent s-a folosit o cantitate de 2 600 t bare și benzi de aluminiu.

Problemele de ordin practic care apar la utilizarea aluminiului în scopuri electrotehnice se reduc, în principal, la modul de îmbinare a diferitelor bare de aluminiu care formează căile de curent, astfel încît rezistența electrică a acestor îmbinări, respectiv pierderile de energie electrică în aceste îmbinări, să fie minime. Realizarea acestor îmbinări devine extrem de dificilă atunci cînd este vorba de secțiuni mari sau foarte mari de bare.

În trecut astfel de îmbinări au fost realizate prin procedee mecanice, cu ajutorul unor plăci speciale și șuruburi de strîngere, metoda fiind însă extrem de dificilă, iar îmbinarea nesigură în timp și atrăgînd după sine pierderi apreciabile de energie electrică.

Cercetările temeinice întreprinse în ultimii 25 de ani asupra sudării aluminiului au dus la rezultate excepționale, astfel încît în prezent există procedee și instalații corespunzătoare pentru realizarea unor îmbinări sudate de calitate, pentru barele de aluminiu electrotehnic de mare secțiune.

Sudarea aluminiului prin procedeul MIG. Pentru realizarea îmbinărilor la căile de curent de la instalațiile de electroliză a aluminiului și de la stația de redresare s-a folosit procedeul de sudare cu arc electric în mediu inert de argon cu electrod fuzibil cunoscut în tehnică sub denumirea de procedeul MIG (Metal Inert Gas).

Avantajele acestui procedeu sînt :

—înlăturarea folosirii oricărui flux decapant sau a electrozilor înveliți, deci suprimarea riscurilor de corodare și eliminarea operațiilor de spălare a fluxurilor reziduale sau a curățării zgurei formate ;

— viteză mare a operației de sudare, de unde rezultă reducerea deformațiilor ;

— un aspect estetic al sudurilor executate ;

— semiautomatizarea și chiar automatizarea operației de sudare, deci mare productivitate ;

— realizarea unor îmbinări de calitate, atît din punct de vedere mecanic, cît și electric.

Metalul de adaos îl formează chiar electrodul propiu-zis, format dintr-o sîrmă calibrată de aluminiu în bobine. Sîrma electrod se desfășoară în mod continuu, cu ajutorul unui dispozitiv de derulare, pe măsura topirii acesteia în arcul electric.

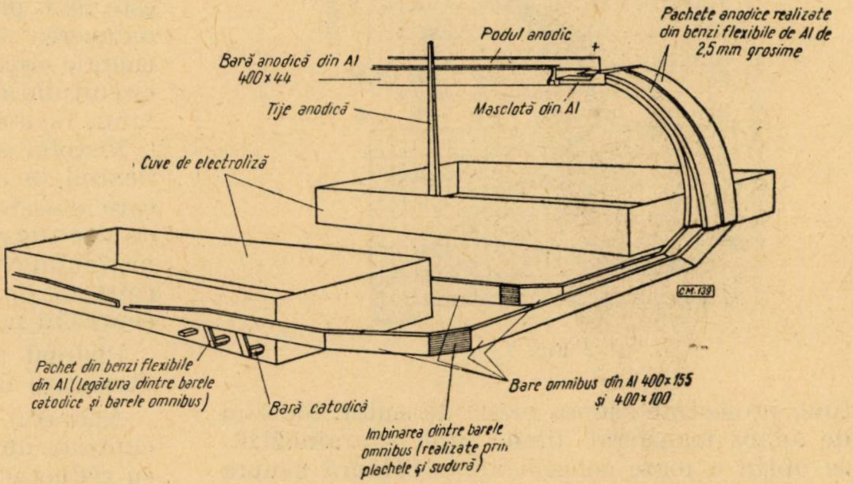

Pachete anodice realizate din benzi flexibile de Al de 2,5 mm grosime
Podul anodic
+
Bară anodică din Al 400×44
Tije anodică
Masclotă din Al
Cuve de electroliză
CM.139
Pachet din benzi flexibile din Al (legătura dintre barele catodice și barele omnibus)
Bară catodică
Bare omnibus din Al 400×155 și 400×100
Imbinarea dintre barele omnibus (realizate prin plachele și sudură)

Fig. 1

Tehnica sudării se caracterizează prin :

— protecția extremității electrodului, a arcului și a băii într-un curent de argon ;

— folosirea unor densităţi de curent foarte mari, aceste densităţi fiind superioare valorilor de 80 A/mm², adică de 8 pînă la de 10 ori mai mari decît în cazul sudării cu arc cu electrozi înveliţi; pentru a atinge astfel de valori se folosesc electrozi cu un diametru relativ mic (pînă la 2,4 mm);

— importanta cantitate de căldură care se degajă în arc datorită densităţii mari de curent antrenează o topire rapidă a metalului de bază şi a sîrmei electrod, determinînd astfel necesitatea unei viteze de înaintare sporite a sîrmei; viteza de derulare a electrodului depinde de diametrul electrodului şi de intensitatea curentului de sudare. Aceste valori sînt indicate în diagramele din figura 2.

După cum reiese din figura 2, viteza de derulare poate varia între 2 şi 7 m/min, arcul electric fiind alimentat în curent continuu, iar polul pozitiv racordat la sîrma electrod, în cazul sudării aluminiului.

Prin folosirea polarităţii inverse se obţine eliminarea completă a peliculei de oxid de aluminiu, care se formează pe suprafaţa barelor de aluminiu.

Combinîndu-se protecţia de argon cu alimentarea în polaritate inversă şi cu folosirea unor mari densităţi de curent, se obţine un arc electric perfect stabil, transferul de metal în arc producîndu-se sub forma unor picături fine, proiectate asupra piesei de sudat. Metalul de adaos transferat fiind mult supraîncălzit, se obţin o mare concentrare de căldură asupra piesei de sudat şi o viteză ridicată în depunerea de metal, deci o mare productivitate.

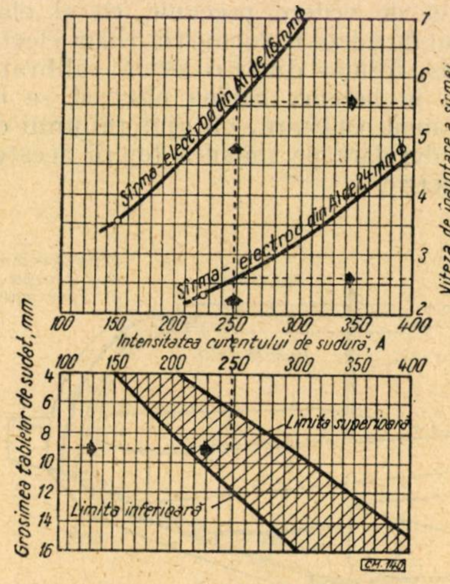


Fig. 2

Instalaţia folosită pentru aplicarea metodei MIG. Instalaţia de sudare prin metoda *MIG* este reprezentată schematic în figura 3.

Instalaţia cuprinde următoarele părţi principale:

—pistolul de sudură *1*; dispozitivul de derulare *2* care alimentează automat pistolul cu sîrma electrod prin tubul flexibil *3*; un cofret de comandă *4* alimentat cu energie electrică prin racordul *5* care asigură argonul *6*, apa *7* şi energia electrică *8* necesare pistolului; o butelie (recipient) cu argon *9*; sursa de alimentare cu energie electrică *10* (sursă de curent continuu); un aparat de refrigerare *11* pentru apa care răceşte în circuit închis pistolul de sudură.

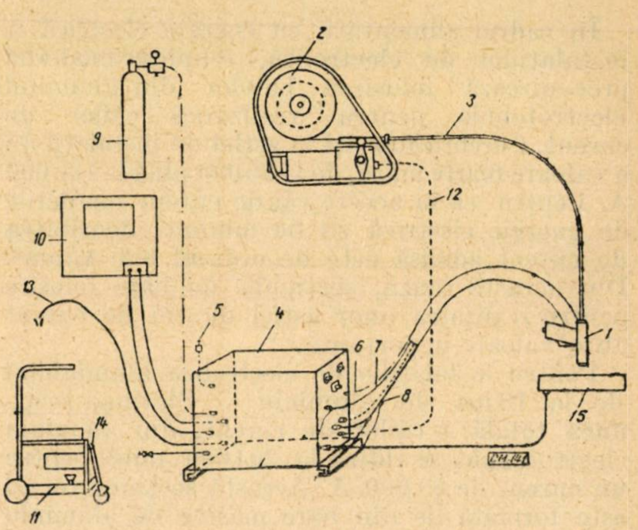


Fig. 3

În figura 3 s-au mai notat: alimentarea cu energie electrică a dispozitivului de derulare *12*; evacuarea apei *13*; intrarea apei în distribuitorul de răcire *14* şi piesa de sudat *15*.

Pistolul de sudare asigură sosirea argonului şi ghidarea sîrmei electrod pînă la arcul electric, ca şi alimentarea cu energie electrică. Pistolul este răcit prin circulaţie de apă, ceea ce permite reducerea secţiunii cablului de alimentare cu energie electrică. Acest cablu se află în returul circuitului de apă şi trece apoi în corpul pistolului, racordîndu-se la piesa de contact.

Pistolul este legat, de asemenea, de un tub flexibil în care se deplasează sîrma electrod care soseşte de la dispozitivul de derulare şi de alte trei conducte flexibile pentru alimentarea pistolului cu argon, apă (dus-întors) racordate la cofretul de comandă prin care se realizează controlul necesar.

Pistolul permite folosirea unor electrozi cu diametrul de 0,8 — 2,4 mm.

Aparatul pentru derularea sîrmei electrod cuprinde un motor electric de acţionare prevăzut cu reductor şi regulator, asigurînd astfel antrenarea sîrmei cu viteza necesară. Regulatorul permite o reglare precisă şi continuă a vitezei sîrmei, egală cu viteza de topire în arc şi care depinde de intensitatea, de lungimea arcului şi de diametrul sîrmei electrod.

Cofretul de comandă conține electroventilele circuitului de apă și de argon și releele care supraveghează buna funcționare, ca și pornirea și oprirea instalației.

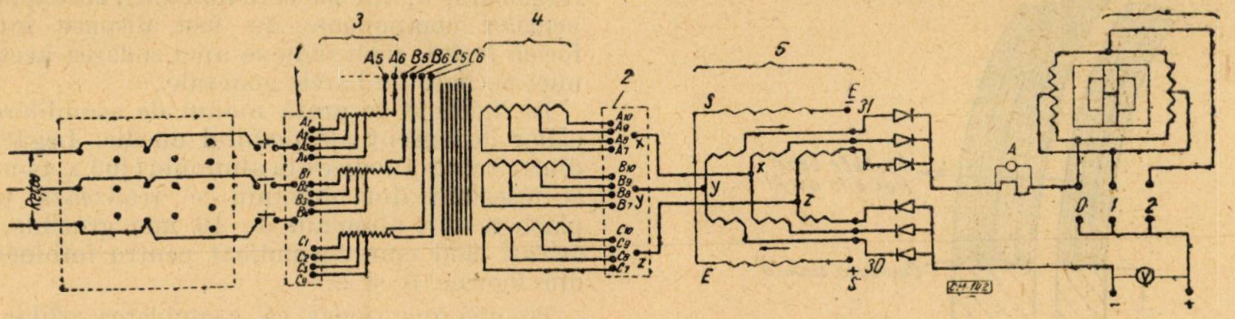

3
4
1
A5 A6 B5 B6 C5 C6
2
5
S
E
31
A
x
y
z
0
1
2
E
30
S
CH 142
-
+

Fig. 4

Butelia de argon pentru 150 at este prevăzută cu un reductor debitmetru, debitul de argon putînd fi reglat între 16 și 30 l/min.

Sursa de alimentare cu energie electrică de curent continuu este formată dintr-un post de redresare cu diode de siliciu cu caracteristica de tipul cu tensiune constantă. Postul este racordat la rețeaua trifazată de 380 V, 50 Hz, prin intermediul unui transformator trifazat, și este prevăzut cu un transductor cu autosaturație, după cum se arată în schema electrică din figura 4.

Transformatorul este echipat cu două comutatoare, fiecare comutator avînd patru poziții, care permit să se varieze raportul de transformare a transformatorului; comutatorul este plasat în circuitul primar *3*, iar celălalt comutator *2* în circuitul secundar *4*, astfel încît se pot obține 16 valori ale tensiunii în gol, de la 16 pînă la 50 V. Transductorul cu autosaturație permite o gamă de sudare pentru fiecare poziție a comutatoarelor.

Reglarea fiecărei game se face prin variația, cu ajutorul unui potențiometru, a curentului din înfășurarea de comandă a transductorului.

Elementele redresoare *5* sînt formate din diode de siliciu cuplate în punte trifazată.

Instalația este prevăzută cu relee care asigură protecția pentru supracurenți în cazul de scurtcircuit sau cînd nu sînt îndeplinite celelalte condiții pentru funcționarea normală și cu o bobină de filtraj *6*.

Instalația absoarbe un curent de 44 A la 380 V, 50 Hz și poate debita pînă la 500 A la 37,5 V.

Suduri realizate prin procedeul MIG. Pentru realizarea căilor de curent de la instalațiile pentru electroliza aluminiului și de la stația de redresare a trebuit să se efectueze prin sudare următoarele îmbinări :

— îmbinarea în unghi drept a barelor generale cu secțiunea 400 x 155 mm și 400 x 100 mm (fig. 5);

— îmbinarea cap la cap, în linie dreaptă, a barelor generale de 400 x 85 mm (fig. 6);

— îmbinarea pachetelor de benzi flexibile anodice la barele omnibus (fig. 7);

— îmbinarea căilor de curent de pe podul anodic (fig. 8);

— realizarea unor noduri la barele generale de c.c. ale stației de redresare (fig. 9).

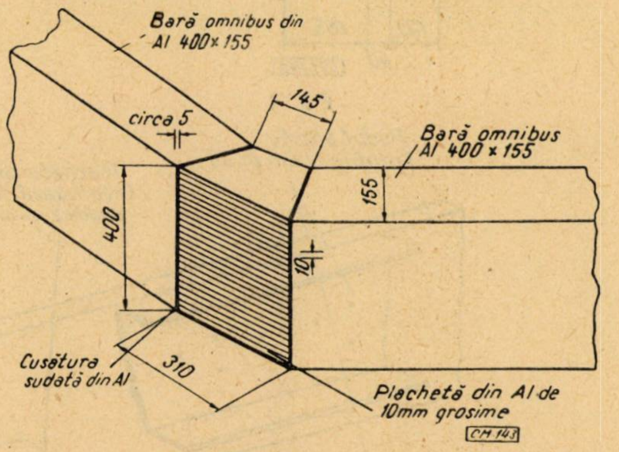

Bară omnibus din Al 400×155
circa 5
145
Bară omnibus Al 400 × 155
155
400
10
Cusătura sudată din Al
310
Plachetă din Al de 10mm grosime
CH 143

Fig. 5

În figurile 5 și 6 se arată realizarea îmbinării barelor de aluminiu de mare secțiune, efectuată

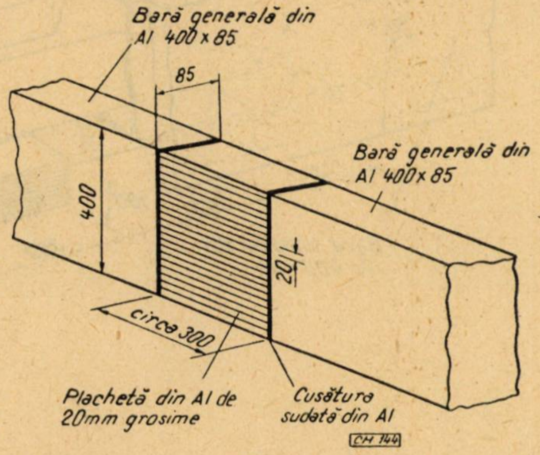

Bară generală din Al 400×85
85
Bară generală din Al 400×85
400
20
circa 300
Plachetă din Al de 20mm grosime
Cusătura sudată din Al
CH 144

Fig. 6

prin introducerea unor plachete intermediare de aluminiu de 10 mm, respectiv 20 mm grosime, suprapuse unele peste altele, fiecare plachetă fiind sudată de o parte și de cealaltă parte de barele de îmbinat.

Plachetele au fost tăiate la dimensiunea necesară, iar după efectuarea sudării fiecărei plachete, cusătura sudată respectivă a fost ștampată înainte de a se suprapune placheta următoare.

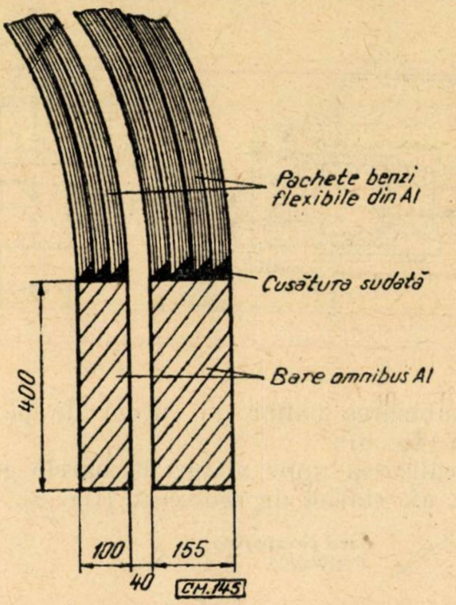

Pachete benzi flexibile din Al
Cusătura sudată
Bare omnibus Al
400
100
155
40
CM.145

Fig. 7

În figura 7 se arată modul de racordare a pachetelor anodice de benzi flexibile la barele generale. Se observă că pentru realizarea unor astfel de îmbinări, pachetul principal a fost fragmentat în alte pachete mai mici, iar capetele benzilor componente au fost dispuse într-o formă teșită, realizîndu-se apoi sudarea acestor mici pachete de barele generale.

În figura 8 se arată modul de asamblare a căilor de curent ale podului anodic. Legătura dintre barele anodice din aluminiu (400 x 44 mm) și maselota din aluminiu se realizează prin plachete din aluminiu de 10 mm grosime, în același mod cum s-a indicat pentru îmbinările din figurile 5 și 6.

Trebuie menționat că asamblarea căilor de curent de pe podul anodic s-a efectuat în atelier sub forma unor subansambluri prefabricate, iar îmbinările arătate în figurile 5 și 6 au fost realizate la montaj.

În figura 9 se arată realizarea unui nod la barele generale de curent continuu din stația de redresare. Se observă că realizarea îmbinării între barele de aluminiu care pornesc în trei direcții diferite, dispuse în unghi drept, s-a efectuat prin intermediul unor plăci din aluminiu de 1050 x 1050 x 20 mm centrate pe o țeavă din aluminiu. Plăcile de aluminiu suprapuse una peste alta au fost sudate atît de barele care

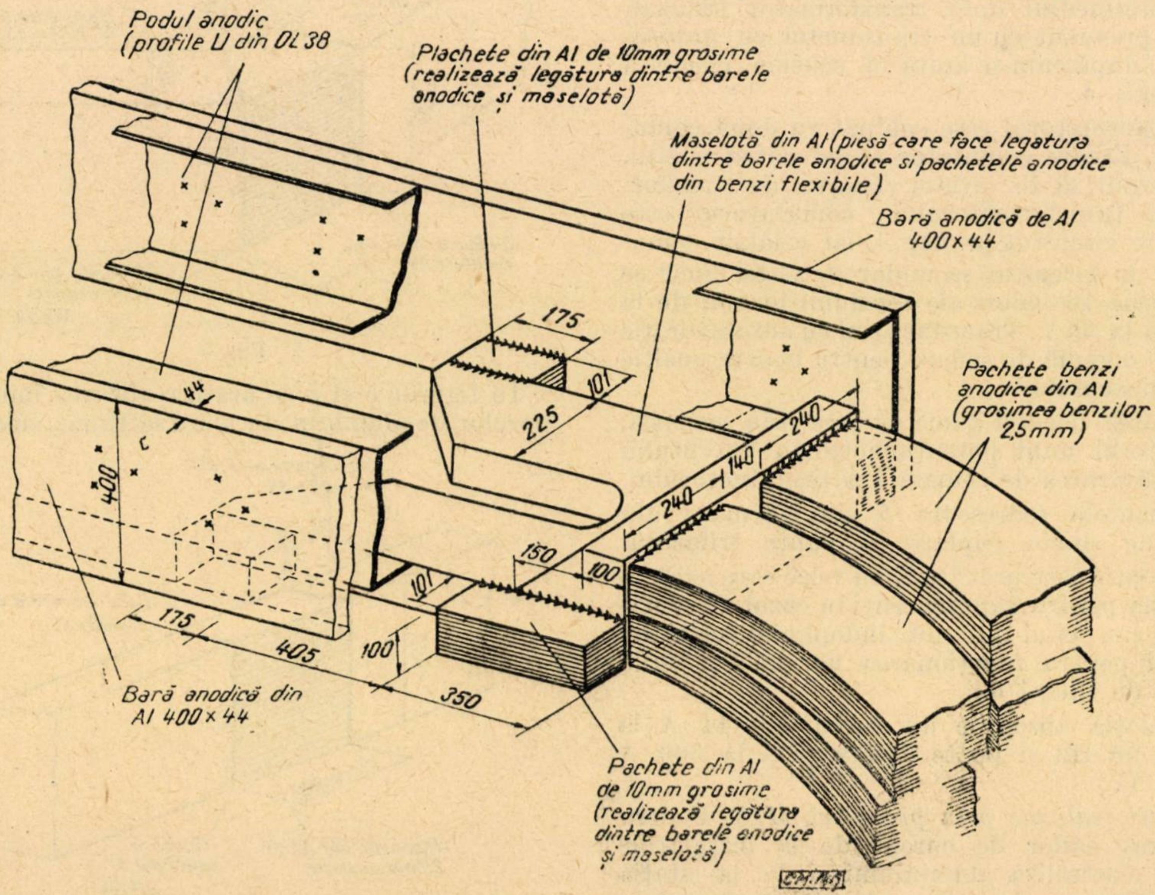

Podul anodic (profile U din OL 38
Plachete din Al de 10mm grosime (realizează legătura dintre barele anodice și maselotă)
Maselotă din Al (piesă care face legătura dintre barele anodice și pachetele anodice din benzi flexibile)
Bară anodică de Al 400x44
Pachete benzi anodice din Al (grosimea benzilor 2,5mm)
175
101
225
240
140
240
150
100
101
44
400
175
405
100
350
Bară anodică din Al 400x44
Pachete din Al de 10mm grosime (realizează legătura dintre barele anodice și maselotă)

Fig. 8

pornesc în cele trei direcții, cît și de țeava centrală din aluminiu, formînd astfel un nod rigid care asigură în același timp continuitatea electrică.

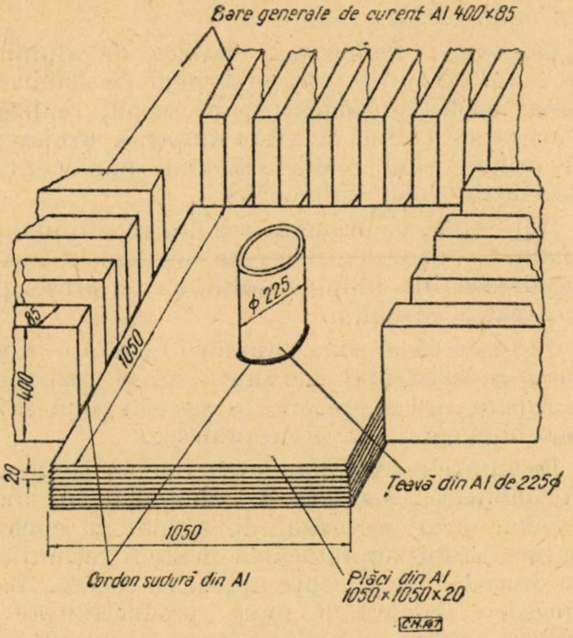


Fig 9

Condiții tehnologice adoptate în aplicarea procedeului MIG.

Toate barele și benzile îmbinate prin sudură au fost din aluminiu electrotehnic. Ca material de adaos s-a folosit o sîrmă calibrată cu diametrul de 2,4 mm, avînd următoarea compoziție chimică : Al 99,5 % ; Ti 0,1 — 0,2 % ; impurități de Fe, Si, Cu, Zn maximum 0,3 — 0,4 %.

Sîrma electrod a fost înfășurată pe bobine tambur, fiecare bobină avînd o greutate de circa 5 kg.

S-a folosit argon cu puritate cuprinsă între 99,96 % și 99,99 %, lucrîndu-se cu un debit de argon cuprins între 20 și 27 l/min, acest debit fiind funcție de mișcarea aerului din atmosfera înconjurătoare. S-a lucrat în medie cu un curent de sudare de 300 — 350 A, adoptîndu-se o viteză de derulare a electrodului de circa 3 — 3,5 m/min.

S-a acordat o deosebită atenție pentru îndeplinirea următoarelor condiții : bobinele cu sîrmă electrod să nu fie impurificate cu substanțe grase și să fie ferite de umezeală ; conducta de argon să fie bine uscată, iar în pistol să nu existe pierderi din apa de răcire ; metalul de bază ca și plachetele să fie bine curățate și degresate ; după fiecare sudură executată, aceasta se curăță cu peria de sîrmă ; plachetele de 10 mm grosime nu au fost supuse unei operații de teșire, iar plachetele și plăcile de 20 mm grosime au avut marginea prelucrată.

Sudura s-a executat, în general, spre stînga, iar axa pistolului a fost menținută, în măsura posibilului, într-un plan normal pe joncțiune și puțin înclinat, astfel încît să formeze un unghi de circa 80° cu planul plachetei. S-a acordat o atenție deosebită ca viteza de deplasare a pistolului să fie constantă, iar lungimea arcului să fie astfel aranjată încît sudura să se desfășoare în condiții normale, evitîndu-se porozitățile în cusătură sau împroșcarea particulelor din electrodul topit.

Pentru protecția sudorilor împotriva radiațiilor ultraviolete ale arcului electric s-au folosit măști care acoperă complet fața sudorului, și sticle protectoare de același tip ca cele utilizate pentru sudarea oțelului cu arc electric.

S-a avut în vedere, în mod general, să se protejeze toate părțile descoperite ale corpului. Îmbrăcămintea ușoară din bumbac nu constituie o protecție eficientă față de radiațiile ultraviolete și din această cauză s-au folosit șorțuri, mănuși și manșete din piele.

Obținerea sudurilor de calitate s-a bazat nu numai pe adoptarea unor instalații și metode de sudare corespunzătoare, dar și pe un personal bine instruit și calificat pentru procedeul de sudare folosit. În acest scop, înainte de începerea executării lucrării, muncitorii sudori calificați au fost școlarizați și instruiți.

Experimentarea procedeului de sudare în cochilie cu metal topit supraîncălzit. Pentru îmbinarea barelor de aluminiu de mare secțiune s-a experimentat procedeul de sudare în cochilie cu metal topit supraîncălzit.

După cum rezultă din figura 10 s-a realizat prin acest procedeu îmbinarea a două bare de aluminiu cu secțiunea de 400 x 100 mm dispuse în unghi drept.

Pentru poziția respectivă, capetele barelor au fost prinse într-o cochilie potrivită, confecționată din tablă de oțel OL 38 de 5 mm grosime. Cochilia era prevăzută cu fund avînd la partea inferioară un orificiu cu obturator. Pentru cazul de față, cavitatea cochiliei a fost de circa 8 dm³ (circa 22 kg aluminiu).

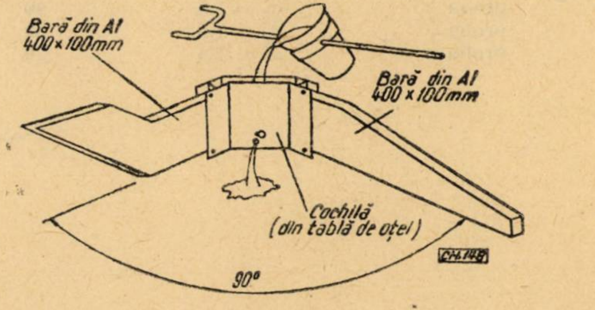


Fig. 10

S-a pregătit într-un cuptor rotativ, încălzit cu gaz metan, o șarjă de circa 70 kg aluminiu topit supraîncălzit la circa 1 100°C. Determinarea temperaturii metalului supraîncălzit s-a făcut cu un pirometru optic.

Cu ajutorul unei oale de turnare s-a umplut de două ori, în întregime, cavitatea cochiliei, metalul topit fiind evacuat pe la partea inferioară a cochiliei, prin orificiul practicat în acest scop. În tot acest timp, conținutul cochiliei cu aluminiu topit supraîncălzit a fost bine agitat, iar capetele barelor au fost curățate pe toată suprafața lor cu ajutorul unei raclete, în scopul desprinderii peliculei de oxid de aluminiu. S-a constatat că după spălarea cavității cochiliei (de două ori), capetele barelor au devenit moi, intrînd astfel în fuziune prin aportul masiv de căldură al metalului topit supraîncălzit. Acest fapt s-a putut constata cu ajutorul racletei. În momentul intrării în topire a capetelor barelor, s-a obturat orificiul, umplîndu-se apoi cu aluminiu supraîncălzit întreaga cavitate a cochiliei.

După circa trei ore s-a desfăcut cochilia respectivă. Sudura realizată a prezentat un aspect curat și estetic.

Din analizele și încercările efectuate în laboratoarele I.C.EM.-București asupra unui număr de epruvete prelevate dintr-o îmbinare cu metal topit supraîncălzit au rezultat datele specificate în continuare.

Conductivitatea electrică a prezentat următoarele aspecte :

în metalul de bază : proba *1* : 35,7 m/Ω mm^2 ; proba *2* : 35,5 m/Ωmm^2 ; proba *3* : 35,1 m/Ωmm^2 ; proba *4*: 35,4 m/Ωmm^2 ;

în zona îmbinării : proba *1* : 34,4m/Ωmm^2 ; proba *2*: 33,7 m/Ωmm^2.

Analiza chimică a metalului din zona îmbinării arată următorul conținut de impurități : Fe 0,19 % ; Si 0,17 % ; Zn 0,11 % ; Cu 0,10 % ; Mg urme ; Pb urme.

Probele mecanice : în metalul de bază :	*Rezistența la rupere, kgf/mm^2*	*Alungirea, %*
proba *1*	$\sigma_r = 8{,}5$	35
proba *2*	$\sigma_r = 8{,}5$	39
proba *3*	$\sigma_r = 7{,}5$	40
proba *4*	$\sigma_r = 7{,}5$	32
proba *5*	$\sigma_r = 7{,}5$	29

În metalul îmbinării : proba *1* : $\sigma_r = 7$ kgf/mm^2, 19 % ; proba *2* : $\sigma_r = 7{,}7$ kgf/mm^2, 25 % ; proba *3* : $\sigma_r = 6{,}5$ kgf/mm^2, 26 % ; proba *4* : $\sigma_r = 6$ kgf/mm^2, 28 % ; proba *5* : $\sigma_r = 6$ kgf/mm^2, 22 %.

Concluzii : Îmbinarea barelor de aluminiu de mare secțiune prin procedeul de sudare cu metal topit supraîncălzit, în scopul realizării unor căi de curent de mare amperaj, urmărește în primul rînd realizarea unui bun contact electric în zona îmbinărilor.

Din datele menționate rezultă că diminuarea conductivității electrice este neînsemnată și se încadrează în limitele admise de prescripții în această privință.

Cu toate că în zona îmbinării rezultă o diminuare a rezistenței mecanice, totuși rezistența la rupere care se prezintă în această zonă satisface în general, cerințele practice.

Rezultatele experimentării duc la concluzia că îmbinarea barelor de aluminiu de mare secțiune prin procedeul de sudare în cochilie cu metal topit supraîncălzit poate fi reținută ca un procedeu ce se poate aplica cu succes. Acest procedeu asigură o mare productivitate și trebuie aplicat cu multă atenție în sensul de a se respecta toate condițiile tehnologice prevăzute. Procedeul poate asigura un succes deplin numai atunci cînd se practică într-un atelier prevăzut cu un cuptor rotativ corespunzător.

[1] *Rolls, R.* L'extension des divers procédés de soudage aux conducteurs en aluminium des jeux des barres à forte intensité. In : Bulletin de la Société Française des Électriciens, ianuarie 1953.

[2] *Canon, R.* Le soudage de l'aluminium et de ses alliages en forte épaisseurs. În : Soudage et Technique Connexes, iulie-august 1963.

[3] Soudage électrique sous flux gazeux avec électrode fusible, procédé „Nertalic". L'air Liquide, S. A., nr. 175—361.

[4] Appareillage Nertalic. La Soudure Française. Instruction nr. 311. Semi-automatique.

CZ 621.646: 621.791: 621.643.2

Asupra utilizării fitingurilor asamblate prin sudură la conductele de înaltă presiune

MIHAI PRIDVORNIC

În prezent, îmbinările dintre conductele de înaltă presiune (160 — 1 000 kgf/cm^2) se fac utilizînd flanşe cu etanşare pe garnituri de diverse forme şi materiale, etanşări conice, sferice, ondulate, etanşări pe filet etc. Alături de aceste metode, în ultimul timp, datorită perfecţionării metodelor de lucru şi tehnologiei respective, îmbinarea prin sudură a găsit o aplicare tot mai largă în lucrările de montaj ale reţelei de conducte care fac legătura între diversele părţi componente ale aparatajului hidraulic, chimic sau petrolier etc. prin care circulă fluide sub presiune. De exemplu, la conductele noilor instalaţii de forţă cu abur, îmbinările se fac aproape exclusiv prin sudură, eliminîndu-se îmbinările cu garnituri [1]. De asemenea, la presele hidraulice mari, acolo unde este posibil, îmbinările sudate dintre conductele de diametru mare — în special — sînt preferate celor cu flanşe şi garnituri; etanşeitatea îmbinărilor sudate prezintă siguranţă în funcţionare, iar cheltuielile de execuţie şi exploatare sînt relativ mici.

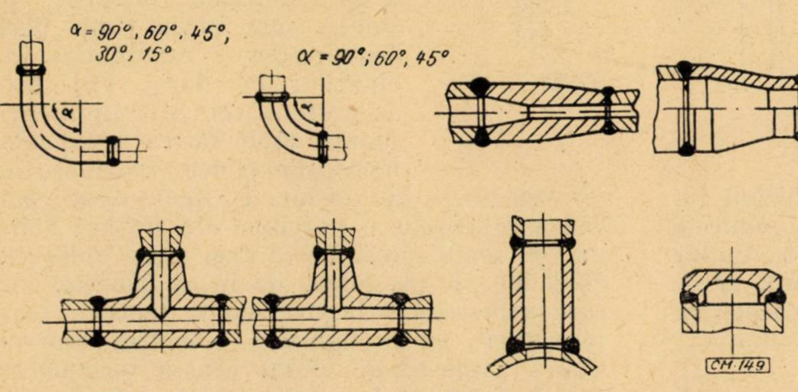


Fig. 1

Îmbinarea prin sudură se face direct între capetele conductelor cînd traseul este rectiliniu, iar la locul îmbinării nu există variaţii de diametru. Cînd traseul îşi schimbă direcţia, se bifurcă sau îşi schimbă diametrul, îmbinarea ţevilor se face cu ajutorul fitingurilor (coturi, teuri, reducţii, racorduri etc.).

Fitingurile la care îmbinarea şi etanşarea se realizează prin sudare sînt deosebite, ca materiale şi construcţie, de fitingurile la care etanşarea are loc prin garnituri. Astfel, materialele din care se confecţionează fitingurile asamblate prin sudură trebuie să fie oţeluri laminate sau forjate cu o sudabilitate foarte bună. Din punct de vedere constructiv ele sînt mult mai simple şi se pot executa la un preţ de cost mult mai redus în comparaţie cu celelalte fitinguri. Datorită acestor avantaje, fitingurile din oţel forjat asamblate prin sudare încep să fie utilizate pe scară din ce în ce mai largă, unele tipuri mai răspîndite fiind în prezent normalizate în unele ţări (U.R.S.S., R.D.G.). În ţara noastră au fost normalizate [4] forme şi dimensiuni pentru: curbe, coturi, reducţii, teuri, racorduri şi capace (fig. 1), gama diametrelor nominale fiind cuprinsă între 10 şi 125 mm, iar gama presiunilor, între 160 şi 400 kgf/cm^2. Aceste fitinguri, fiind destinate să lucreze în medii necorosive, se execută din oţeluri carbon sudabile.

Afară de fitingurile care au fost normalizate — fiind mai des întîlnite în practică — există fitinguri a căror formă, dimensiuni sau material trebuie să satisfacă situaţii particulare. De exemplu, în unele cazuri — în special în industria chimică — fluidele care circulă prin conducte sînt corosive şi deci materialele din care se execută fitingurile trebuie astfel alese încît să aibă atît o sudabilitate bună, cît şi proprietăţi anticorosive corespunzătoare. În alte cazuri, fitingurile trebuie să îndeplinească mai multe funcţiuni (fig. 2) sau să rezolve o situaţie locală specială.

În toate aceste cazuri trebuie stabilite forma, dimensiunile şi materialul fitingului în funcţie de condiţiile concret existente.

În figura 2, *a* este reprezentat un teu asimetric; figura 2, *b* reprezintă un teu cu ramificaţie pentru manometru sau termometru, iar figura 2, *c* un cot cu ramificaţie.

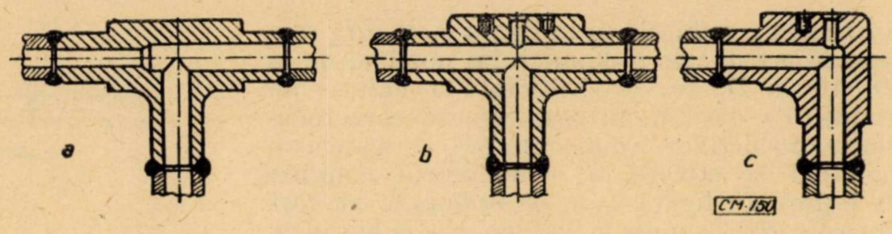


Fig. 2

În comparaţie cu alte tipuri de fitinguri, cele asamblate prin sudură, după cum s-a arătat, au şi avantajul că sînt foarte ieftine, prezentînd în același timp o siguranță corespunzătoare în exploatare. Pentru a demonstra eficiența economică a introducerii fitingurilor sudate se dau în continuare cîteva exemple.

Realizarea reducerilor de diametru la o conductă prin care fluidul circulă sub presiunea de 320 kgf/cm² se poate face utilizînd fie o reducție cu flanșe (fig. 3, *a*), [3], fie o reducție îmbinată prin sudare (fig. 3, *b*); [4]. În figura 4, *a* pe ordonată, s-a trecut manopera necesară în expresie relativă (s-a convenit că pentru a executa o reducție ca în figura 3, *b*, care realizează o reducere a diametrului nominal de la D_n 16 la D_n 10, se cheltuiește o unitate de timp). Pe abscisă au fost trecute caracteristicele reducțiilor comparate (D_n — diametrul nominal la intrare, d_n — diametrul nominal la ieșire). În figura 4, *b*, pe ordonată, au fost trecute masele nete în kg/buc. ale reducțiilor, iar pe abscisă, aceleași caracteristici ale reducțiilor ca și în figura *4, a*.

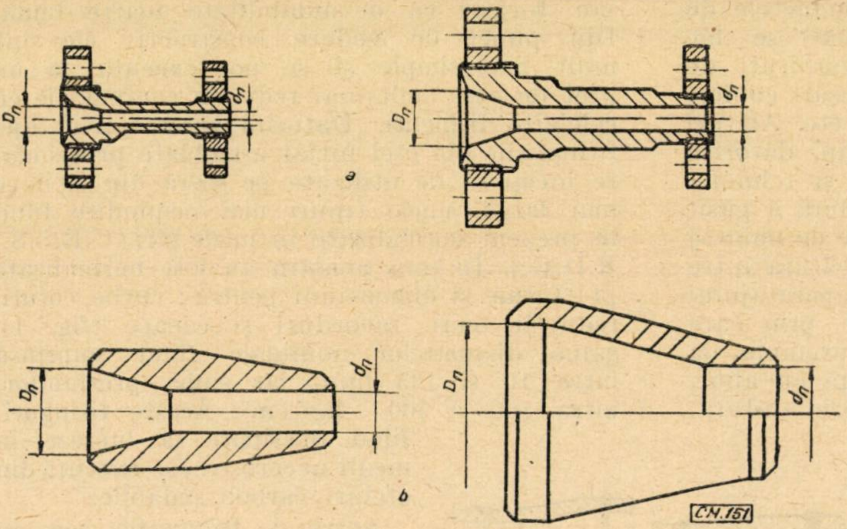


Fig. 3

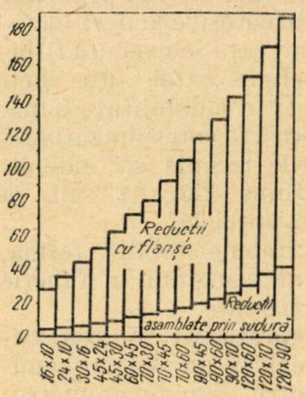
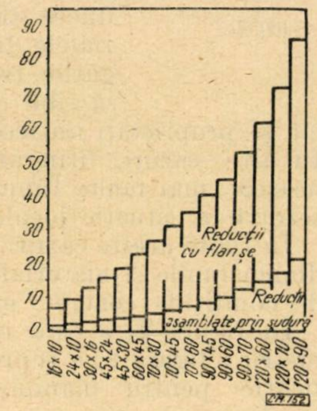


Fig. 4-*a*



Fig, 4-*b*

Din figura 4 reiese că atît manopera, cît și masa de metal necesară execuției sînt, pentru toată gama dimensională, mai mici în cazul reducțiilor sudate decît în cazul reducțiilor cu flanșe. Se mai constată că, în special la diametrele mari, reducțiile asamblate prin sudare sînt mult mai economice.

Economiile ce se pot realiza la manoperă și metal, utilizînd reducții și, în general, fitinguri asamblate prin sudare sînt o concluzie firească a simplității constructive a acestora. În cazul utilizării lor nu sînt necesare o serie de detalii ca : șuruburi, prezoane, piulițe, garnituri etc., care prezintă o execuție relativ pretențioasă și cu un consum mare de manoperă și metal brut.

În ceea ce privește reparațiile, trebuie arătat că la o bună organizare a lucrărilor de sudare, tăierea îmbinărilor și resudarea lor în cadrul traseului hidraulic necesită, de obicei, mai puțin timp decît demontarea și asamblarea îmbinărilor cu flanșe [1]. Este de preferat totuși ca îmbinările sudate să fie făcute acolo unde montările și demontările se fac rar sau nu se fac de loc. În figura 5 se poate vedea schematic o porțiune din traseul hidraulic de înaltă presiune al unei prese hidraulice de 6 000 tf, presiunea de lucru 320 kgf/cm², care utilizează fitinguri sudate (coturi, teuri, racorduri), iar în figura 6, *a* soluția constructivă a unui racord sudat pentru termometru [5]. În figura 6, *b* se poate vedea soluția constructivă a unui racord pentru termometru [3] la care etanșarea se face prin flanșe și garnituri. Din aceste exemplificări rezultă că soluțiile constructive la care îmbinarea se face prin sudare sînt mai simple, mai robuste și mult mai ieftine.

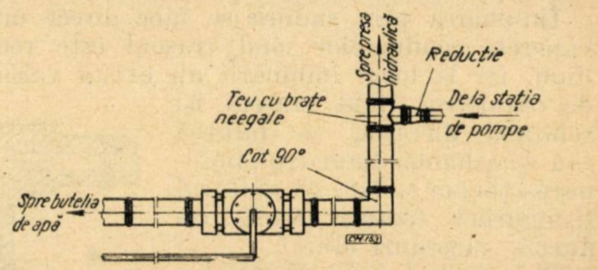


Fig. 5

Din exemplele date se poate vedea că în locurile care nu necesită demontări, în străinătate, constructorii de utilaj sub presiune folosesc pe scară din ce în ce mai mare fitingurile montate prin sudură, preferîndu-le pe acestea îmbinărilor cu flanșe și garnituri. În U.R.S.S. și R. D. G. au fost normalizate și chiar standardizate numeroase tipuri de fitinguri de presiune, montate prin sudare [6], [7], [8].

Introducerea pe scară largă a fitingurilor montate prin sudare, acolo unde acest lucru este posibil, va trebui să preocupe și pe proiectanții de aparataj hidraulic și chimic de presiune, din țara noastră, avînd în vedere importantele economii de material și manoperă care pot rezulta.

În prezent, lucrările de sudare în aparatajul hidraulic și chimic de înaltă presiune se execută atît autogen, cît și electric. Se recomandă ca oțelurile din care se execută țevile și fitingurile să aibă aceeași compoziție chimică sau cel puțin o compoziție apropiată, mai ales în ceea ce privește conținutul de carbon și elemente de aliere (în cazul oțelurilor aliate). Conținutul de carbon pînă la care se poate asigura o sudură bună este de 0,3% C [9], [10]. În literatură se fac o serie de recomandări cu caracter practic privind determinarea sudabilității oțelurilor. De exemplu, indicațiile Institutului central de sudură din R. D. G. (ZIS) se prezintă sub forma unei diagrame (fig. 7) în care pe ordonată sînt date conținuturile echivalente de carbon (EC%), iar pe abscisă, grosimile în mm ale piesei de sudat [11]. Conținutul de carbon echivalent se determină cu relația :

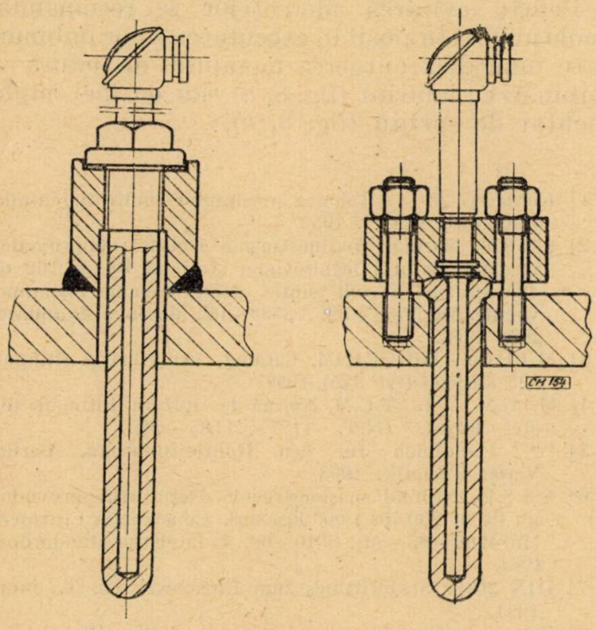


Fig. 6

$$EC = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{V}{5} + \frac{Mo}{4} + \frac{Ni}{15} + \frac{Cu}{13} + \frac{P}{2}, \ \%.$$

Conținuturile elementelor respective se exprimă în această relație în procente. În funcție, de grosimea piesei și conținutului echivalent de carbon se determină condițiile de sudabilitate.

Dintre oțelurile românești, OLC 25 este potrivit atît din punctul de vedere al sudabilității, cît și al caracteristicilor mecanice și poate fi recomandat ca material pentru fitingurile sudate care lucrează în medii necrosive. În cazul unor medii de lucru corosive, oțelul trebuie să satisfacă, pe lîngă caracteristicile mecanice și sudabilitate, și condiția de rezistență la coroziune. Pentru acest caz se vor utiliza oțeluri aliate corespunzătoare.

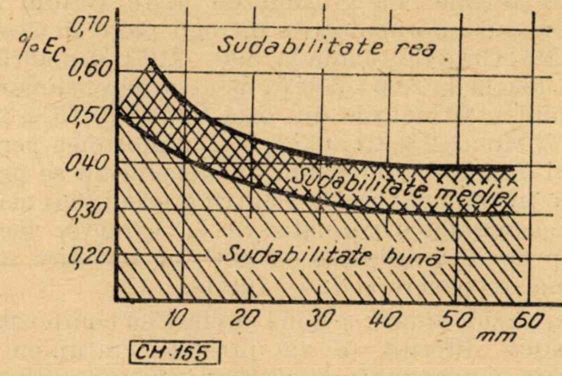


Fig. 7

Pentru rezolvarea corectă a problemelor de sudură în cazul fitingurilor de oțel forjat, montate prin sudare și, în general, pentru proiectarea utilajului chimic, petrolier și hidraulic s-a mai arătat [12] că este necesară apariția unor standarde care să reglementeze și să rezolve, pe cît posibil în totalitate, diversele situații care se ivesc în acest domeniu important.

Apariția în ultimii ani a unor standarde (STAS — E 6606 — 62 — Controlul cu raze X și γ al îmbinărilor sudate ; STAS — 768 — 61 — Construcții de oțel sudate ; — prescripții de execuție etc.) este utilă și trebuie continuată.

Pentru fitingurile din oțel forjat montate prin sudare se recomandă regimurile de tratament termic aplicate îmbinărilor sudate ale instalațiilor sub presiune, descrise în literatura de specialitate [13]. Aceste prescripții se fac în funcție de compoziția chimică a oțelului și grosimea peretelui din care fac parte fitingurile. Astfel, în cazul unor oțeluri carbon cu conținut mediu de carbon (echivalente oțelurilor OLT 35, OLT 45), cu grosimea peretelui de maximum 10 mm, nu se va prescrie tratament termic decît în cazuri speciale cînd se recomandă un tratament local de detensionare la 600 — 650°C. În cazul unor grosimi de perete mai mari de 10 mm este necesară o detensionare locală la 600 — 650°C.

Pentru fitinguri confecționate din OLT 55 (sau echivalent), indiferent de grosimea peretelui, se recomandă o normalizare locală timp de 15 min la 860—880°C. În cazuri speciale se va prescrie și o recoacere de detensionare la 600—650°C.

La oţelurile Mn—Si (0,15% C; 0,4% Si; 1% Mn), cu grosimea peretelui de maximum 10 mm, de regulă nu se aplică nici un tratament termic. La grosimi de peste 10 mm se recomandă normalizarea întregii piese în stare sudată, timp de 15 min la 890—910°C sau încălzire locală la 500—550°C, pentru detensionare.

Pentru fitingurile din oţel Cr—V (0,15% C; 0,6% Mn; 1,2% Cr; 0,5% V), cu grosimea peretelui de maximum 8 mm, în general nu se prescrie tratament termic. Pentru grosimi mai mari se recomandă o normalizare cu caracter local timp de 10 min la 920—950°C, cu revenire sau numai recoacere la 720—760°C.

În cazul sudării a două oţeluri cu compoziţie chimică diferită se va prescrie tratamentul termic corespunzător oţelului cu sudabilitate inferioară.

De cele mai multe ori tratamentul termic al instalaţiilor sudate este o operaţie complexă şi costisitoare, care ridică preţul de cost al acestora. În cazul fitingurilor asamblate prin sudare însă tratamentul termic nu pune probleme speciale, întrucît configuraţia lor este, în marea majoritate a cazurilor, simplă şi nu prezintă variaţii mari de grosime.

În cazul construcţiei instalaţiei pe tronsoane, tratamentul termic local sau total se poate face în cuptoare de tratament obişnuite. În cazul în care este necesar tratamentul termic al unei instalaţii montate, se recurge la încălziri locale ale porţiunii interesate cu ajutorul unor cuptoare de tratament speciale. Încălzirea se face electric (cu inducţie sau rezistenţă) sau cu arzătoare cu combustibil lichid sau gazos. La tratamentul termic al conductelor verticale, porţiunea încălzită se descarcă de greutatea ei cu ajutorul unor dispozitive speciale cu contragreutăţi.

În cazurile în care tratamentul termic este absolut necesar, dar realizarea lui în condiţii tehnico-economice convenabile nu este posibilă sau nu dă rezultate bune, se renunţă la îmbinarea de tip sudat.

O mare atenţie, înainte de punerea în funcţiune a instalaţiei, trebuie acordată îndepărtării aderenţelor rezultate în urma operaţiei de sudare (mărgele de sudură, proeminenţe, bavuri). Îndepărtarea acestora se poate face prin mai multe metode, în funcţie de diametrul ţevii, curbură, configuraţia traseului hidraulic în porţiunea interesată etc. În cazul porţiunilor drepte, îndepărtarea aderenţelor rezultate la sudare se face cu un dorn fixat la capătul unei prăjini lungi [1]. Se mai utilizează de asemenea ,,obuze'' care au muchii ascuţite şi care se deplasează în interiorul conductelor cu ajutorul aerului comprimat.

De asemenea, desprinderea mărgelelor de sudură, care sînt un mare pericol în exploatare, se poate face prin ciocănirea cu un ciocan de lemn sau de cauciuc [14]. Peste tot unde este posibil cusăturile vor fi curăţate la interior cu pila rotundă.

Apoi traseul hidraulic trebuie spălat şi numai după aceasta poate fi inclus în cadrul instalaţiei pe care o deserveşte. Chiar şi după o curăţare şi spălare atent executate, în următoarele 3—4 luni de exploatare pot apărea în fluidul de lucru resturi sau mărgele de sudură. Din această cauză elementele sensibile ale instalaţiei hidraulice de înaltă presiune trebuie protejate prin filtre. După 3—4 luni de funcţionare se recomandă oprirea instalaţiei şi înlocuirea lichidului de acţionare. Numai după aceasta se poate pune instalaţia definitiv în funcţiune.

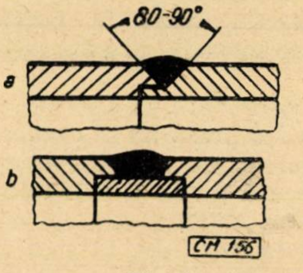


Fig. 8

Pentru evitarea aderenţelor se recomandă, acolo unde este posibil, executarea unor îmbinări care împiedică curgerea metalului de sudură — îmbinări cu labirint (fig. 8, *a*) sau cu inel suplimentar de sprijin (fig. 8, *b*).

---

[1] *Korndorf, B. A.* Tehnica presiunilor înalte în chimie. Bucureşti, I.D.T., 1952.
[2] S.S.S.R. Normali maşinostroenia. Detali truboprovodov iz uglerodistoi i leghirovanoi stali na Py ot 160 do 400 kgs/sm² otvodî gnutie, detali covanîe i ştampovannîe. Mn 3568—62...3580—62, Moscova, Standardghiz, 1963.
[3] M.I.P.Ch., IPROCHIM. Catalog, armături şi fitinguri 325 kgf/cm² (AF 325), 1959.
[4] M.I.C.M. — I.C.T.C.M. Normă de tipizare. Fitinguri din oţel forjat. (N.T. 1177...1185—64).
[5] * * * Handbuch für den Rohrleitungsbau, Berlin, Verlag Technik, 1963.
[6] S.S.S.R. Nromali maşinostroenia. Detali truboprovodov na Py ot 200 do 1 000 kgs/sm². Construcţia i razmerî. Mn 4969—63—Mn 5010—63. Izdatelstvo standardov, 1964.
[7] DIN 2615. Stahlfittings zum Einschweissen. T., iunie 1964.
[8] Zentral Institut für Schweisstechnik, Halle. Richtlinien für die Gestaltung geschweisster Konstrucktionen im Kessel — Behälter — und Rohrleitungsbau. R. 09—62.
[9] *Seferian, D.* Les soudures. Paris, Dunod, 1954.
[10] *Vasile, I., Bacony, C.* şi *Stoenescu, O.* Tehnologia sudării şi a tăierii metalelor, Bucureşti, Editura tehnică.
[11] Zentral Institut für Schweisstechnik Halle. Richtlinien für die Beurteilung der Schweissbarkeit von Stahl. R. 14, 1962.
[12] *Mihăescu, C. D.* şi *Petre, T. O.* Consideraţii asupra standardizării sudurilor practicate în construcţia recipientelor. In: Standardizarea vol **13**, nr. 9, 1961.
[13] * * * Cazane de abur şi recipiente sub presiune. Îndrumător. Bucureşti. Editura tehnică, 1964.
[14] *Berns, W.* Druckwasser Fibel. Wiesbaden, Krausskopf-Verlag, 1960.
[15] *Ivanov, E. A., Sepelev, A. V.,* şi *Lialin, E. V.* Truboprovodî v himiceskoi promîşlennosti. Moscova, Maşghiz, 1963.
[16] *Zemzin, V. N.* şi *Frenkel, L. D.* Svarnîe konstrukţii parovîh i gazovîh turbin. Moscova, Maşghiz, 1962.
[17] *Domaşnev, A. D.* Utilaje pentru industria chimică. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

Documentare

Scaunul tractorului agricol. H. P. Rueb. În: Le tracteur et la machine agricole, nr. 1, 1965.

S-a constatat că oscilaţiile la care sînt supuşi conducătorii tractoarelor agricole în timpul exploatării acestora determină o serie de maladii specifice (afecţiuni ale coloanei vertebrale, deplasări ale stomacului, afecţiuni ale rinichilor etc.), care pot fi însă prevenite printr-o construcţie raţională a scaunului respectiv. În figura 1 se reprezintă pierderile de energie musculară şi nervoasă corespunzătoare diferitelor tipuri de construcţie a scaunului conducătorului (dreptunghiurile haşurate indică consumul de energie musculară în kcal/min, iar curba formată din segmenţi de dreaptă, consumul de energie nervoasă).

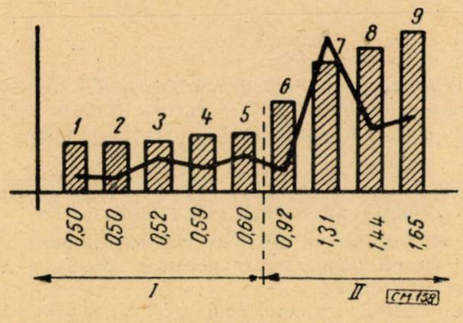


Fig. 1

Notaţiile folosite prezintă următoarele semnificaţii : *I* — domeniul scaunelor cu paralelogram articulat (ghidaj vertical) ; *II* — scaune fără paralelogram articulat : *1* — amortizor hidraulic, *2* — amortizor hidraulic şi pernă, *3* — resort de torsiune din cauciuc, *4* — resort spiral, *5* — resoarte spirale, *6* — amortizor hidraulic, *7* — resort lamelar, *8* — resort de torsiune din cauciuc, *9* — resoarte de torsiune din cauciuc.

Un scaun de construcţie raţională trebuie să înlăture nu numai oscilaţiile şi vibraţiile de amplitudine mare, dar mai ales cele de amplitudine redusă şi de frecvenţă ridicată care, cu toate că sînt aproape imperceptibile pentru conducător, determină tulburări ale sistemului nervos.

În afară de aceasta trebuie să se adauge faptul că 60% din energia cheltuită pentru conducerea tractorului este folosită pentru manevrarea direcţiei, a manetei cutiei de viteze şi a pedalelor de comandă, restul de 40% fiind pierdută numai prin efortul de menţinere a echilibrului pe scaun. Rezultă deci necesitatea unei susţineri posterioare şi laterale a corpului, fără ca prin aceasta să se prejudicieze libertatea de mişcare.

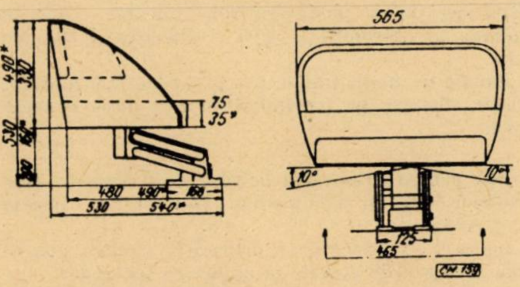


Fig. 2

Figura 2 reprezintă schiţa unui scaun raţional adaptat conformaţiei generale a corpului uman, substructura comportînd un sistem de suspensie cu paralelogram articulat şi cu un amortizor hidraulic al oscilaţiilor.

Dimensiunile marcate în figură cu un asterisc corespund încărcării cu o greutate normală de 75 kgf.

Pentru tractoarele funcţionînd, în general, pe curbe de nivel s-a constatat necesitatea unui sistem de reglare a înclinării laterale a scaunului. În plus, cum greutatea corpului este diferită de la un conducător la altul, sistemul de amortizare a oscilaţiilor trebuie, de asemenea, construit pentru a putea fi reglat (aspect foarte important pentru conducătorii tineri). În continuare, articolul cuprinde descrierea unor realizări moderne în domeniul respectiv, analizîndu-se aspectele caracteristice mai importante.

Burghiu pentru prelucrarea orificiilor adînci ale pieselor de aliaje de aluminiu. In. P. Gribkov, A. I. Jurikov şi L. P. Snîlsin. În: Stanki i instrument, nr. 9, 1965.

În figura 1 se prezintă un burghiu pentru prelucrarea orificiilor adînci cu diametrul redus (4—8 mm) ale pieselor de aliaje de aluminiu.

Înclinarea canelurii elicoidale a burghiului este mare ($\omega = 42°$), ceea ce asigură un bun transport al şpanului şi îmbunătăţeşte circulaţia lichidului de răcire, prevenind aderarea aşchiilor de peretele orificiului. Existenţa unei faţete detalonate de ghidare micşorează în măsură însemnată frecarea burghiului pe toată lungimea orificiului. Burghiul este prevăzut şi cu un vîrf de centrare, avînd o muchie aşchietoare suplimentară ; valoarea mare a unghiului de atac ($2\varphi = 170°$) şi racordarea muchiilor la periferie exclud posibilitatea degradării suprafeţei prelucrate la scoaterea burghiului din orificiu.

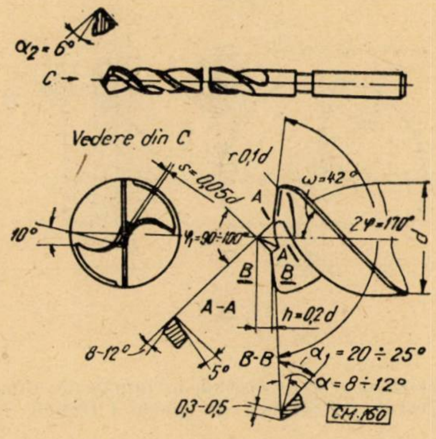


Fig. 1

Pentru mărirea durabilităţii, burghiul este supus nichelării într-o baie conţinînd 30 g/l sulfat de nichel, 50 g/l hipofosfit de sodiu şi 30 g/l acid malic. Temperatura băii este de 88±2°C, viteza de depunere de 0,012 mm/h, iar grosimea stratului de 0,003—0,005 mm. După nichelare, burghiul este tratat termic prin încălzire progresivă pînă la 350—400°C şi menţinere la această temperatură timp de o oră. Ascuţirea se realizează pe maşini obişnuite, cu ajutorul unui dispozitiv special de prindere.

Regimul optim de aşchiere este caracterizat prin viteza de 32—42 m/min şi avansul de 0,1—0,2 mm/rot. Se recomandă utilizarea pe maşini de găurit dotate cu mecanism de scoatere periodică a burghiului din orificiu, în vederea curăţării de şpan şi umezirii cu lichid de răcire, avansul în timpul extragerii fiind micşorat pînă la 0,03—0,05 mm/rot. Lichidul de răcire este compus din 80 — 85% ulei de fuse şi 20—15% petrol lampant. Orificiul se prelucrează iniţial la un diametru mai mic decît cel prevăzut în desenul de execuţie al piesei.

Experienţele efectuate au demonstrat că burghiul prezentat face posibile creşterea productivităţii operaţiei şi micşorarea costului de fabricaţie, deoarece după găurire nu este necesară altă operaţie de finisare.

Construcţia corectă a mecanismelor cu declic. L. Andeson. În : Tool and Manufacturing Engineer vol. **53**, nr. 6.

Mecanismele cu declic, folosite pentru blocarea mişcării sau pentru producerea mişcării unghiulare necesare pe maşinile speciale de divizat, prezintă adesea forme speciale. De exemplu, în figura 1 se precizează două asemenea mecanisme care au determinat rezultate practice corespunzătoare.

În figura 1, *a*, presiunea necesară asupra declicului *1* este realizată cu ajutorul unui resort de compresiune acţionînd asupra pistonaşului dispozitivului *2*. La mecanismul reprezentat în figura 1, *b*, efortul de calare a declicului este determinat de resortul de torsiune *1*.

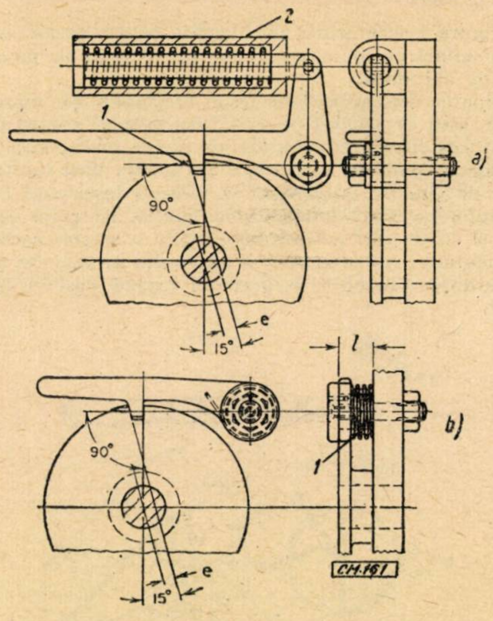


Fig. 1

Excentricitatea *e* se determină în funcţie de dimensiunile discului crestat, iar lăţimea de sprijin *l* trebuie să fie suficientă.

La ambele mecanisme considerate, posibilitatea de intrare a dintelui în crestătura discului se obţine înclinînd cu 15° una din feţele laterale ale crestăturii, respectiv a dintelui; înclinarea considerată reduce în acelaşi timp şi pierderile prin frecare.

O unealtă multiplă pentru retezat (ZB Multipl). În : Rivista di meccanica, nr. 360, 1965.

Unealta a fost realizată (Z. Brierly Ltd.) pentru accelerarea pregătirii pieselor pe strungurile cu turelă. Se compune (fig. 1) dintr-un disc *1* împărţit în trei sectoare, fiecare sector fiind prevăzut cu o plăcuţă din carbură. Printr-o mişcare de rotaţie a discului, sectorul necesar poate fi adus în poziţia de lucru într-un interval de timp minim (cîteva secunde), un dispozitiv automat de poziţionare permiţînd determinarea imediată a înălţimii corecte a tăişului.

Discul *1* este montat pe suportul căruciorului transversal. Prin deplasarea calibrului *2* se sprijină suprafeţele în V ale calibrului pe piesa *3* prinsă în mandrina *4*, blocîndu-se şurubul *5* în poziţia în care vîrful acestuia atinge placa de bază *6* a dispozitivului. Calibrul *2* fiind reglat în această poziţie, generatricea superioară a tijei *7* se găseşte la aceeaşi înălţime cu centrul de rotaţie al piesei *3*. Apoi, tija *7* este împinsă pînă cînd capătul său ajunge în planul discului *1*. Prin reglarea şurubului micrometric *8*, prevăzut cu dispozitivul de blocare *9*, discul *1* este rotit pînă cînd tăişul unei plăcuţe

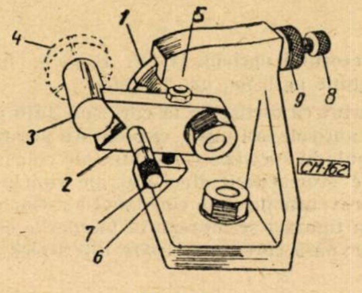


Fig. 1

ajunge în contact cu tija *7*. După fixarea discului în poziţia considerată se retrage tija *7*, se roteşte calibrul *2* în poziţie neutră (în sus) şi se poate începe operaţia de tăiere.

Vîrf elastic de strung cu indicator pentru forţa de împingere. În : Werkstatt und Betrieb vol. **97**, nr. 6.

În figura 1 apare un astfel de vîrf elastic pentru strung, prevăzut cu un dispozitiv ce permite aprecierea forţei de împingere respective.

Conform schiţei, sistemul comportă un manşon *1* care se poate deplasa axial în carcasa *2*; manşonul se sprijină pe fundul carcasei prin intermediul resortului *3*.

Marginea exterioară a manşonului este teşită determinînd o suprafaţă conică *4* pe care se sprijină tija *5*, apăsată pe suprafaţa conică de către un resort.

Tija indicatoare *5* se poate deplasa radial în ghidajul *6*, în funcţie de poziţia axială a manşonului *1*.

Lungimea tijei *5* este astfel determinată încît suprafaţa sa superioară apare la nivelul suprafeţei carcasei atunci cînd forţa de apăsare pe vîrful strungului este corespunzătoare.

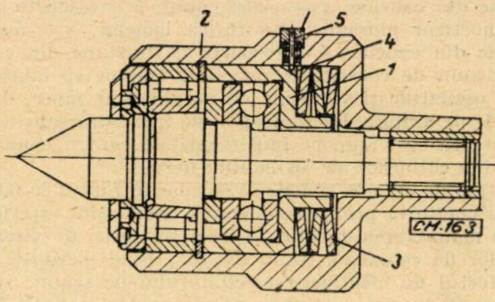


Fig. 1

În felul acesta se poate controla imediat — prin simplă examinare a extremităţii tijei — valoarea forţei de împingere.

În funcţie de necesităţi se pot prevedea mai multe tije indicatoare, dispuse pe circumferinţă sau după generatoarea carcasei.

Dispozitiv pentru măsurarea forţelor de frecare la aşchierea metalelor. M. B. Gordon. In : Stanki i instrument, nr. 7, 1965.

În figura 1 se prezintă un dispozitiv modern pentru măsurarea forţelor de frecare la aşchierea metalelor.

Între corpul *1* şi capacul *2*, solidarizate prin buloane, se poate deplasa cursorul *3*, montat pe trei rînduri de bile *4* (două în partea inferioară şi unul în partea superioară). Plăcuţa *5* este fixată de cursor, iar plăcuţa *6*, introdusă într-o canelură dreptunghiulară a corpului, este prinsă de corp cu buloanele *7* şi se sprijină în partea inferioară pe două şuruburi de reglaj *8*. În afară de acestea, pentru reglajul fin al plăcuţelor *6* mai sînt prevăzute pana *9*, cornierul *10*, două arcuri *11*, rondela *12* şi rigleta *13*.

Cele două plăcuţe formează împreună cuţitul de lucru, jocul dintre ele fiind stabilit cu ajutorul şurubului *14*. Forţa de frecare care apare în procesul de aşchiere între suprafaţa cuţitului şi aşchie, provocînd deplasarea cursorului, este transmisă la lama oscilantă *15* şi sesizată de indicatorul *16*. Lama oscilantă se sprijină pe două bile *17*, legătura permanentă cu cursorul fiind asigurată de arcul spiral *18*, cu rigiditatea de cca 100 kgf/mm, montat în cavitatea dintre cursor şi corp. Deplasarea cursorului este limitată în partea stîngă de opritorul *19* şi transmisă prin intermediul tamponului *20* solidar cu cursorul, la indicatorul *21*.

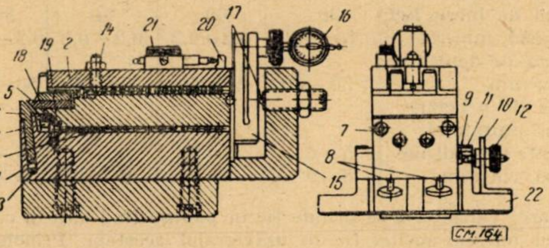


Fig. 1

Frecarea dintre cursor şi bilele de sprijin poate fi neglijată, deoarece prin execuţia îngrijită a cursorului, corpului şi capacului (calitatea suprafeţelor în contact cu bilele conform clasei de precizie 9—10, duritatea 61—62 HRC) coeficientul de frecare nu depăşeşte valoarea de 0,001—0,003.

În scopul utilizării dispozitivului într-un domeniu larg de variaţie a forţei de frecare, în lama oscilantă sînt prevăzute mai multe perechi de locaşuri pentru cele două bile *17*, astfel încît schimbarea poziţiei lamei antrenează modificarea rigidităţii sale. Dispozitivul poate fi folosit atît pentru valori pozitive ale unghiului de aşezare al cuţitului, cît şi pentru valori negative ale acesteia în fiecare caz se stabileşte înclinarea corespunzătoare a dispozitivului faţă de placa de bază *22*.

Experienţele efectuate cu dispozitivul prezentat au permis elucidarea condiţiilor în care utilizarea sa este eficientă.

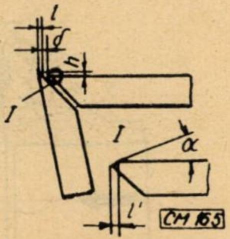


Fig. 2.

Astfel, rigiditatea plăcuţei *5* trebuie să fie de minimum 3500 kgf/mm, iar a plăcuţei *6* de 3000 kgf/mm. Vîrful plăcuţei *6* trebuie teşit pe o lungime *l* de minimum 0,05 mm, iar în cazul utilizării la materiale greu prelucrabile, de minimum 0,1 mm (fig. 2); de asemenea plăcuţa *5* trebuie teşită pe o lungime *l'* de 0,005—0,01 mm, sub un unghi α de 2—3°. Poziţia relativă a celor două plăcuţe este determinată de cotele $h = 0{,}005-0{,}01$ mm şi $\delta = 0{,}005-0{,}02$ mm. În sfîrşit, este necesar ca măsurarea forţelor de frecare să aibă loc în cazul aşchierii unor piese cu suprafeţe regulate, fără denivelări, într-un timp cît mai scurt.

Matriţarea hidrodinamică. R. M. Cogan. În: Machinery vol. **105**, nr. 2713.

De mai mult timp se cunoştea influenţa pe care o are un lichid sub presiune asupra unei epruvete metalice încercate la întindere şi scufundate în acest lichid; lichidul sub presiune întîrzia formarea fisurilor incipiente în materialul respectiv.

În funcţie de această proprietate a fost experimentat un nou procedeu de deformare plastică în cadrul prelucrării prin matriţare.

Procedeul apare schematic în figura 1, care reprezintă matriţarea unei mase metalice *1* în matriţa *2*, cu ajutorul poansonului *3*. Cavitatea matriţei *4* este umplută în prealabil cu un material plastic care, fiind expulzat prin canalele calibrate *5*, realizează contrapresiunea necesară apariţiei fenomenului menţionat.

Evident, noul procedeu implică presiuni mai mari şi deci o cursă mai lungă a poansonului, precum şi matriţe mai robuste. Pentru a i se asigura rezistenţa necesară, matriţa este formată — după cum reiese din figura 2 — din doi cilindri exteriori *1* şi *2*, înconjurînd cilindrul central *3* realizat dintr-o carbură metalică. O precomprimare corespunzătoare compensează în parte solicitările la care cilindrul interior *3* este supus în timpul funcţionării.

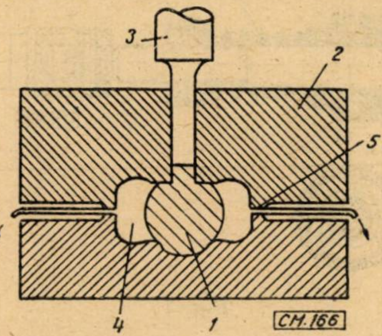


Fig. 1

În figura 2 s-au mai notat: *4* — cavitatea interioară a matriţei, *5* — inelul cu orificii pentru ieşirea materialului plastic spre canalele *6*, *7* — baza matriţei realizate din carbură, *8* — extensometrul montat pe o sondă din carbură.

După o serie de încercări experimentale s-a ajuns la următorul aliaj potrivit a avea rolul de material plastic pentru crearea contrapresiunii necesare: 50% Bi, 26,7% Pb, 13,3% Sn, 10% Co. Ca metal de prelucrat s-a experimentat un oţel aliat Ni-Cr-Mo.

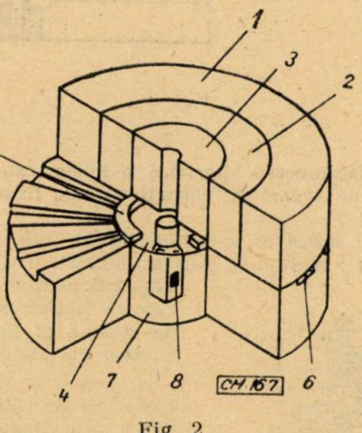


Fig. 2

Încercările efectuate au permis să se stabilească că o creştere a contrapresiunii aliajului plastic determină o reducere a fisurilor pe periferia discului matriţat; cu o contrapresiune cuprinsă între 1 400 şi 2 100 kgf/cm², fisurile erau complet eliminate. Unele crăpături pe suprafaţa superioară şi diminuarea grosimii spre periferia discului format — observate în timpul experienţelor — au fost explicate prin diferenţa rezistenţelor la alunecare între stratul superior şi cel inferior al materialului. Defectele menţionate au putut fi înlăturate prin utilizarea unei forme iniţiale adecvate al materialului brut.

Vălţuitoare universale cu bile. Iu. G. Viallo, G. G. Tennison şi L. A. Bunga. In: Stanki i instrument, nr. 8, 1965.

În laboratorul de tehnologie al Institutului de mecanică fină şi optică din Leningrad s-au construit trei tipuri de vălţuitoare cu bile pentru prelucrarea prin deformare plastică a orificiilor. Primul tip de vălţuitor se execută în 14 variante, corespunzătoare unui număr egal de diametre ale orificiilor prelucrate, cuprinse între 30 şi 60 mm ; celelalte două tipuri, cu cîte trei variante, se utilizează la prelucrarea orificiilor cu diametrul de 60—130 şi, respectiv, de 130—160 mm.

Pe dornul *1* al primului tip de vălţuitor (fig. 1) se montează inelele conice *4* şi *6*. Inelul *4* se sprijină prin intermediul rulmentului axial *3* pe pragul dornului, iar inelul *6* se poate deplasa în lungul dornului sub acţiunea arcului *8*. Între acesta şi inel este intercalat rulmentul axial *7*. În timpul rotaţiei vălţuitorului, cele trei bile *5* se rostogolesc pe suprafaţa orificiului prelucrat, forţa de lucru fiind reglată prin modificarea tensiunii arcului *8*, cu ajutorul piuliţei *9* şi contrapiuliţei *10*. Dispunerea simetrică a bilelor este asigurată de separatorul de alamă *2*. Vălţuitorul este fixat în portscula *11* cu ştiftul *12*.

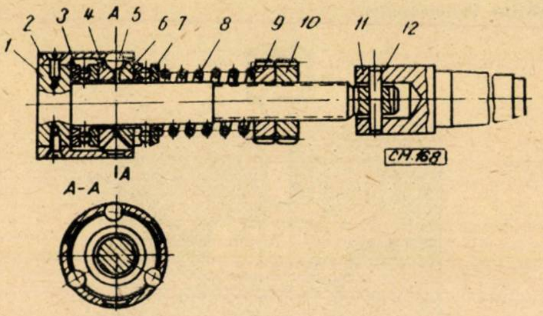


Fig. 1

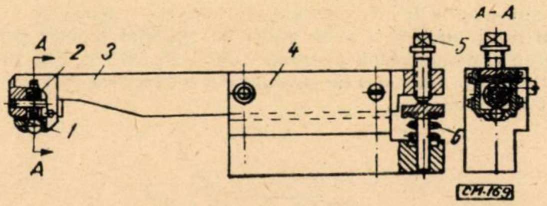


Fig. 2

La tipul al doilea de vălţuitor (fig. 2), bila *1* se sprijină pe rulmentul *2* montat în partea din faţă a tijei *3*. Aceasta este articulată cu corpul *4*, pe care se fixează şi mecanismul de reglare al forţei de lucru, compus din arcul *6* şi şurubul *5*.

În figura 3 se prezintă al treilea tip de vălţuitor. În corpul *1* se montează două capete de vălţuit identice, fixate cu şuruburile *12*. Fiecare cap de vălţuit este prevăzut cu un pahar *3*, în care se află furca *11*, acţionată de arcul *5*. Rotirea furcii este împiedicată de şurubul *4*, care îi limitează şi cursa. Bila de lucru *6* se sprijină pe rulmentul *8*, calat pe axul *9*; capacul *7* şi piuliţa *10* servesc la stabilirea poziţiei bilei.

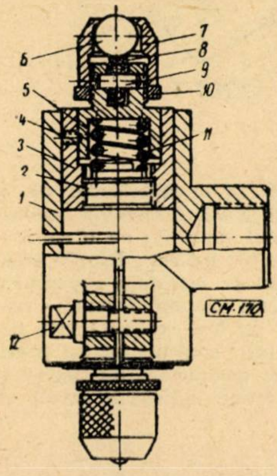


Fig. 3

Pentru reglarea vălţuitorului se slăbesc şuruburile *12*, se scot capetele de vălţuit şi se rotesc limitatoarele *2* pentru realizarea forţei de lucru necesare. După aceasta, capetele de vălţuit sînt introduse în corp şi ajustate la diametrul de prelucrat cu ajutorul unei scări trasate pe suprafaţa exterioară a paharelor *3*.

În funcţie de configuraţia şi gabaritele piesei prelucrate, în timpul operaţiei se roteşte fie piesa, fie vălţuitorul. Ca urmare, vălţuitorul se prinde fie în păpuşa fixă sau în căruciorul maşinii-unelte, fie în universalul acesteia. Principalii parametri ai regimului de lucru sînt prezentaţi în tabela 1.

Tabela 1

Diametrul orificiilor prelucrate, mm	30—60	60—130	130—165	165—400
Tipul vălţuitorului	1	2	3	3
Forţa de lucru, kgf	30	60	50	80
Avansul, mm/rot	0,15—0,25	0,2—0,3	0,2—0,3	0,3—0,5
Viteza de deplasare, m/min	50—60	50—60	50—60	50—60
Clasa de precizie a suprafeţei			5—6	
Înainte de vălţuire	5—6	5—6		5—6
După vălţuire	8—9	8—9	9—10	8—9

Dispozitive de închidere de un tip nou pentru probele de presiune la cazanele cu abur sau pentru alte instalaţii funcţionînd sub presiune. H. Kirsch. In: Rivista di ingegneria, nr.10, 1965.

Recipientele cilindrice sudate sînt supuse, conform normelor în vigoare, unor probe hidraulice de presiune care, pentru a putea fi realizate, necesită instalarea pe recipientele respective a unor dispozitive de închidere care nu apar în exploatarea lor normală.

Aceste dispozitive sînt construite în mod special şi trebuie să nu introducă solicitări suplimentare pentru recipientul de încercat.

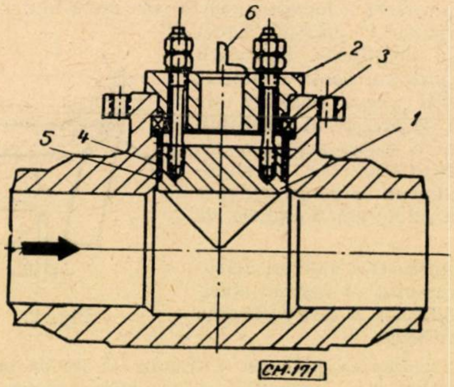


Fig. 1

În acest scop au fost studiate o serie de dispozitive ce pot fi instalate în ovalul deschiderii recipientului considerat, pe manşoane sudate pe corpul recipientului.

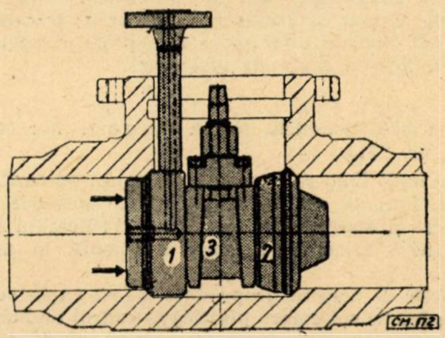


Fig. 1

S-au realizat astfel vane de închidere pentru două diametre normalizate de 175 şi 250 mm, putînd rezista la presiuni de 640, respectiv 280 kgf/cm².

În figura 1 apare un tip de vană de închidere pentru probele de presiune, care comportă: capacul dispozitivului de închidere *1*, flanşa dispozitivului *2*, inelul de strîngere *3*, inelul intermediar *4*, garnitura *5* şi dispozitivul de blocare *6*.

În figura 2 este reprezentat un alt tip de vană de închidere compus dintr-un disc garnitură *1*, un disc de sprijin *2* (contradisc), un dispozitiv de strîngere *3* şi conducta de alimentare *4* de la pompa de presiune.

Vane fluture în circuitul apei de condensare. C. H. Heym. In : Rivista di ingegneria, nr. 10, 1965.

Creşterea puterii specifice a centralelor termice a determinat utilizarea unor diametre mari pentru conductele de aducţiune a apei de condensare, vanele cu diafragme folosite de obicei fiind înlocuite cu vane fluture.

În figura 1 apare schematic un condensator cu conductele de intrare şi ieşire a apei. Se observă că vanele fluture din stînga schiţei necesită distanţe între axul conductei şi roata de comandă de trei ori mai reduse decît în cazul vanelor cu diafragmă din dreapta.

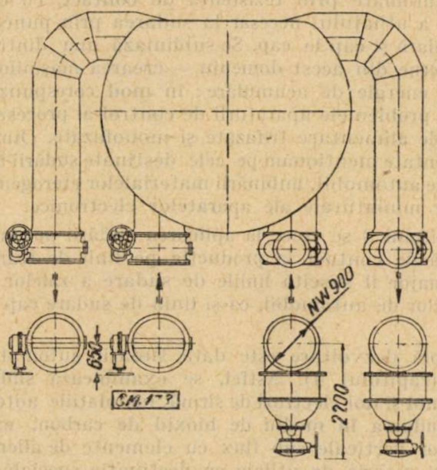


Fig. 1

Principalele utilizări ale vanelor fluture sînt : ca vane de întrerupere, vane de golire, de întrerupere şi reglare.

În raport cu vana cu diafragmă, vana fluture prezintă un ancombrament de circa 2,5 ori mai redus, are o greutate de numai 60% din cea a vanei cu diafragmă şi se poate realiza din material plastic ; timpii de închidere pentru vanele fluture sînt mult mai mici, iar marginile vanei sînt în mod continuu curăţate de fluidul în mişcare.

Corpul vanei este realizat din fontă, acoperit uneori în interior cu oţel aliat. Acţionarea se face în mod hidraulic, pneumatic sau cu contragreutate. Vanele cu contragreutate prezintă o siguranţă sporită în exploatare fiind folosite ca vane de reglare a sensului de scurgere.

Oprirea automată a benzilor transportoare. In : Machine Design, vol. 36, nr. 24.

În timpul deplasării normale a sarcinii 1 (fig. 1) pe rolele libere *2*, camele rotative *3* menţin contactul între banda *4* şi rolele *2*, determinîndu-se în felul acesta mişcarea de rotaţie necesară a rolelor.

În momentul în care sarcina *1* ajunge la capătul cursei utile, acţionează asupra rolei de comandă *5*, determinînd oscilarea în sens direct a sistemului de susţinere a acestei role.

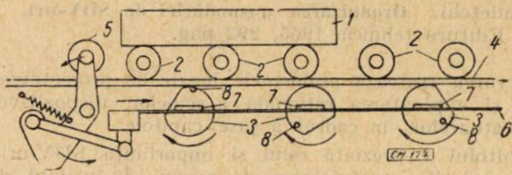


Fig. 1

Concomitent, pîrghia de oprire *6* se deplasează către dreapta, astfel încît porţiunile mai late ale acestei pîrghii intersectează cercurile de rotaţie ale tijelor de oprire *8*, fixate pe camele rotative *3*.

În acest fel, camele sînt blocate astfel încît porţiunile plate respective ajung sub banda de antrenare *4*, întrerupînd contactul dintre bandă şi rolele *2*, care, rămînînd libere, deplasarea sarcinii încetează.

Un nou procedeu de prelucrare a metalelor prin aşchiere. În : Rivista di meccanica, nr. 360, 1965.

O firmă americană a proiectat şi construit o maşină-unealtă de un tip nou, care permite depăşirea cu 1 200 % a productivităţii strungurilor actuale.

Maşina permite prelucrarea barelor metalice cu o toleranţă cuprinsă între +0,07 mm şi −0,07 mm.

Bara este montată între două suporturi verticale care prezintă o mişcare de rotaţie rapidă. Dispozitivul de prelucrare este format din două cuţite avînd forma unor discuri care se rotesc în plane paralele, de o parte şi de alta a piesei, axele lor avînd o poziţie orizontală şi prezentînd o mişcare de avans pe verticală.

Cuţitele disc sînt apăsate pe piesă cu o forţă care este funcţie de grosimea necesară de prelucrat. Adîncimea de aşchiere poate ajunge pînă la 6 mm pentru o singură trecere, fără ca prin aceasta durata de utilizare a cuţitelor să fie scurtată în mod apreciabil. Durabilitatea se datoreşte faptului că pentru o rotaţie a discului tăişul poate fi considerat ca format dintr-o infinitate de arce de cerc, fiecare contribuind la prelucrare o singură dată pentru o turaţie a discului şi avînd în felul acesta un interval de timp suficient pentru răcire.

Viteza de lucru atinge valori mari, circa 760 m/min.

Primul exemplar construit poate prelucra piese cilindrice cu diametrul cuprins între 100 şi 300 mm, avînd o lungime pînă la 1220 mm.

Se pot prelucra metale şi aliaje foarte diferite : titan, oţel inoxidabil, aluminiu, aliaje cu cobalt etc.

Recenzie

V. Radeţchi. **Organizarea gospodăriei de SDV-uri.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 292 pag.

Lucrarea tratează problemele legate de proiectarea, execuţia şi exploatarea raţională a sculelor, dispozitivelor şi verificatoarelor, în cadrul a şase capitole.

Capitolul 1 prezintă rolul şi importanţa SDV-urilor în întreprinderile constructoare de maşini. În primul rînd se subliniază necesitatea clasificării şi codificării SDV-urilor, impusă de marea lor varietate. În continuare se examinează gradul de utilare cu SDV-uri a proceselor de fabricaţie, luîndu-se în considerare influenţa sa asupra productivităţii muncii, calităţii şi preţului de cost al produselor, precum şi variaţia sa în funcţie de mărimea seriei de fabricaţie. Capitolul mai cuprinde dependenţa preţului de cost al produsului faţă de costul SDV-urilor şi diferite norme de consum (pentru scule aşchietoare, instrumente de măsură, verificatoare etc.).

Capitolul 2 este consacrat proiectării SDV-urilor. Se expun principiile de bază, cum sînt reducerea numărului de tipodimensiuni şi folosirea elementelor tipizate în construcţia SDV-urilor. Un paragraf special este rezervat proiectării sculelor aşchietoare pentru maşini agregat şi linii automate, după care se trece la analiza tendinţelor constructive în vederea obţinerii SDV-urilor de mare productivitate. Dintre acestea cităm fabricaţia sculelor aşchietoare cu plăcuţe amovibile de carburi metalice şi a ştanţelor combinate. Alte obiective ale capitolului sînt constituite de reducerea consumului de oţeluri superioare şi de dispozitivele cu elemente demontabile.

Capitolul 3 se referă la planificarea necesarului de SDV-uri în uzinele constructoare de maşini. În acest sens se precizează criteriile de determinare a cantităţilor de SDV-uri standardizate, tipizate şi speciale şi unităţile de măsură pentru evaluarea producţiei acestora. De asemenea, se tratează despre planificarea fondurilor financiare şi a materialelor necesare pentru fabricarea SDV-urilor, în final fiind abordate problemele colaborărilor între secţii şi uzine.

În capitolul 4 se ia în discuţie execuţia SDV-urilor, evidenţiindu-se principiile moderne care stau la baza acestui proces. O mare pondere este dată organizării centralizate a fabricaţiei de scule aşchietoare, care comportă utilizarea maşinilor-unelte speciale semiautomate şi automate, a maşinilor agregat şi a liniilor automate reglabile, ca şi mecanizarea şi automatizarea proceselor tehnologice în atelierele de tratamente termice. În alte paragrafe se prezintă organizarea secţiilor de sculărie şi metodele de mare productivitate folosite în producţia SDV-urilor (deformare plastică la cald şi la rece, prelucrarea matriţelor prin imprimare şi electroeroziune, tratamentul la temperaturi joase al calibrelor etc.). Capitolul se încheie cu controlul şi încercarea SDV-urilor.

Capitolul 5 se ocupă de exploatarea SDV-urilor în secţiile de producţie. Pentru reglementarea consumurilor de SDV-uri şi introducerea unei discipline de planificare a fabricaţiei în sculării, se preconizează stabilirea necesarului lunar al secţiilor productive în funcţie de planul de producţie. În legătură cu micşorarea consumurilor specifice de SDV-uri se propun o serie de metode de mărire a durabilităţii acestora : cianurare, sulfizare, tratament în vapori de apă supraîncălziţi, lepuire, corodare, cromare, durificare cu scîntei electrice, ecruisare cu alice. În continuare se acordă atenţia cuvenită ascuţirii centralizate a sculelor aşchietoare, recuperării SDV-urilor uzate, conservării şi depozitării.

Problemele organizării gospodăriei de SDV-uri în uzinele constructoare de maşini sînt dezvoltate în capitolul 6, pentru exemplificare fiind descrise grupele componente ale gospodăriilor întreprinderilor de gradul I special.

Lucrarea prezintă un material bogat, bazat atît pe datele din literatura de specialitate, cît şi pe experienţa practică privind unul dintre cele mai importante aspecte ale activităţii întreprinderilor constructoare de maşini. Este utilă inginerilor şi tehnicienilor din aceste sectoare de producţie.

R. Hammond. **Sudarea automată** (Automatic welding). Londra, Redman, 1963, 410 pag.

Lucrarea este formată din nouă capitole în care se prezintă tehnica proceselor de sudare automată.

Capitolul 1 examinează iniţial unele probleme privind capacitatea de sudare a metalelor, cum sînt influenţa elementelor de aliere ale oţelurilor asupra caracteristicilor lor mecanice, influenţa tratamentelor termice, influenţa intensităţii curentului electric etc. Se analizează apoi metodele de sudare automată, care permit utilizarea curenţilor cu intensitate ridicată la electrozi cu diametre reduse, simplificînd operaţiile de pregătire a materialelor şi mărind productivitatea. Se insistă asupra necesităţii scurtării timpilor auxiliari şi se dau indicaţii asupra raţionalizării tăierii cu gaze.

Capitolul 2 se referă la elementele fundamentale ale sudării automate prin rezistenţă de contact, cu descrierea detaliată a utilajului necesar la sudarea prin puncte, în relief, circulară şi cap la cap. Se subliniază una dintre tendinţele moderne din acest domeniu — crearea maşinilor specializate cu energie de acumulare ; în mod corespunzător sînt elucidate problemele aparaturii de control al procesului şi ale surselor de alimentare trifazate şi monofazate. Dintre utilajele prezentate menţionăm pe cele destinate sudării în puncte a uşilor de automobil, îmbinării materialelor eterogene, sudării organelor miniaturale ale aparatelor electronice.

În capitolul 3 se trece la aplicarea sudării automate prin rezistenţă de contact la producţia pe linii de transfer. Un interes major îl suscită liniile de sudare a zalelor de lanţ şi a pieselor de automobil, ca şi linia de sudare cap la cap a şinelor.

O amplă dezvoltare este dată sudării automate cu arc electric (capitolul 4). Astfel, se examinează sudarea sub flux cu unul şi doi electrozi de sîrmă, instalaţiile automatizate pentru sudarea în mediu de bioxid de carbon, executarea cusăturilor verticale sub flux cu elemente de aliere. Reţine atenţia şi o serie de utilaje cu destinaţie specială, produse de diferite firme, ca de exemplu instalaţia cu doi electrozi conectaţi în paralel după sistemul tandem. Din capitol nu sînt omise nici sursele de alimentare, fiind tratate în mod special instalaţiile universale de curent alternativ şi continuu cu polarităţi diferite, necesare sudării în mediu de argon. De asemenea se dau indicaţii asupra instalaţiilor de călire superficială şi de control al calităţii îmbinărilor cu ajutorul ultrasunetelor.

Problemele sudării automate cu arc electric sînt reluate în capitolul 5 privind aplicarea acestui procedeu în cazul aliajelor de aluminiu. Se prezintă noţiunile generale referitoare la sudarea cu electrozi fuzibili şi de wolfram, proprietăţile arcului de sudare, avantajele sudării aliajelor de aluminiu în mediu de argon etc.

După prinderea prin sudare a tijelor din acelaşi material sau din materiale diferite, cu diametrul de 8—12 mm (capitolul 6), se trece la tăierea cu gaze şi pregătirea muchiilor pieselor în vederea sudării (capitolul 7). Remarcăm în cuprins instalaţia pentru tăiere multiplă, dispozitive pentru fixarea pieselor, instalaţii electronice pentru profilarea pieselor fără şablon, maşini analogice cu benzi perforate pentru tăierea pe contur circular.

Capitolul 8 abordează problemele sudării automate în construcţia navelor, printre cele mai interesante fiind combaterea fragilităţii îmbinărilor prin folosirea oţelurilor superioare şi stabilirea corectă a toleranţelor pentru semifabricate şi elementele sudabile.

Capitolul 9 conţine o introducere în sudarea construcţiilor din tehnica nucleară. Se descriu tehnologia de sudare şi încercare a schimbătoarelor de căldură cu grosimea pereţilor de 50—62 mm şi tehnologia de sudare a unui reactor cu diametrul de 20 m şi grosimea pereţilor de 88 mm.

Lucrarea încorporează cunoştinţe valoroase din tehnica modernă a sudării, fiind utilă inginerilor şi tehnicienilor de specialitate.

Revista Revistelor

Ingénieurs de l'automobile (SIA), nr. 8—9/1965 : *Raymond, L.* — Automobilul și poluționarea aerului ; *Pichon, P.* — Prelucrarea informațiilor într-un mare complex industrial ; *Tanguy, H.* — Alimentația și sănătatea muncitorilor ; *Wanner, J. C.*— Unda de șoc supersonică ; *Levaillant, P.* — Utilizarea transmisiilor mecanice în propulsia marină.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 10/1965 : *Grodzievskii, V. I.* și *Harcenko, A. I.* — Rezultatele încercării motoarelor Diesel de tractor turbosupraalimentate și răcite cu aer ; *Surina, V. A.* — Unele probleme ale aspectului exterior al tractoarelor ; *Lebedev, A. T.* — Caracteristicile statice ale regulatorului transmisiei hidrovolumice de tractor ; *Baharev, A. P.*, *Kislov, V. G.* și *Karpov, L. N.* — Serie unificată de pompe de combustibil pentru motoare Diesel de tractor ; *Gușcin, Iu. S.* — Calculul termic al cuplajelor de fricțiune cu mai multe discuri ; *Grușevskii, V. A.* — O metodă de calcul al presiunii în sistemul hidraulic al tractorului în timpul tracțiunii utilajelor pe traseu accidentat ; *Barskii, I. B.* și *Korenik, V. S.* — Largă utilizare a cadrelor științifice pentru progresul tehnic al construcției de tractoare ; *Ialovenko, F. I.* — Unele probleme ale utilizării raționale a agregatelor mașină-tractor ; *Pisaev, Iu. N.* și *Kalinjnîi, G. D.* — Ridicarea calității, eficienței și durabilității plugurilor ; *Petrov, G. D.* și *Amelicev, V. T.* — Problema alegerii tipului de combină pentru recoltarea cartofilor pentru regiunile din nord-vest ; *Malihin, Iu. Z.* — Studiul instalațiilor de epurare ale mașinilor de recoltarea sfeclei ; *Litvinov, A. I.* — Dependența productivității conveierului vibrator de lățimea jgheabului ; *Gorodețkii, P. I.* și *Ciunarev, N. V.* — Influența umidității amestecurilor mineralo-organice asupra coeficientului de frecare ; *Riacnîh, V. V.* — Calitățile de distribuție a îngrășămintelor ale împrăștietorului cu rotor ; *Kliatis, L.* și *Poloneev, R.* — Stadiul problemelor eficienții aparaturii secerătoare-legătoare ale mașinilor de recoltare a inului ; *Pisanko, S. P.* și *Verhovskii, V. M.* — Studiul și alegerea regimului de funcționare al agregatelor de hidromecanizare ; *Bruter, I. M.*, *Brand, S. B.*, *Ștaif, A. Ia.* și *Utkov, Iu. A.* — Linie automată pentru prepararea fructelor ; *Korn, A. M.* și *Matveev, A. S.* — Noi dispozitive pentru studiul sistemelor pneumatice ale mașinilor agricole ; *Honciak, B. S.* — Creșterea rezistenței la uzură a cuțitelor de retezat ale automatelor de refulare la rece ; *Rîlov, L. A.* și *Budnik, N. M.* — Sudarea oțelurilor fosforoase cu conținut redus de carbon ; *Rabinovici, I. P.* și *Gendina, M. Ia.* — Studiul rezistenței oțelului calibrat utilizat în construcția mașinilor agricole ; *Salnev, L. S.* — Calibrarea pieselor forjate ; *Matasov, V. L.* — Epurarea apelor industriale în scopul decapării metalelor feroase.

Stanki i instrument, nr. 10/1965 : *Veiț, V. L.* — Calculul dinamic al dispozitivelor de prindere cu transmisie electrică ale mașinilor-unelte ; *Bezrukov, V. I.* — Reglarea mașinii de frezat roți dințate pentru danturarea pinioanelor conice evolventice ; *Șerîșev, V. I.*, *Iakumov, A. V.* și *Kazimircik, Iu. A.* — Regimul de încărcare la rectificarea danturii cu discuri plane ; *Pratusevici, R. M.* — Influența rectificării profilului de trecere al dinților pinioanelor cementate asupra rezistenței lor ; *Iașcerițîn, P. I.* — Influența structurii ciclului de funcționare al mașinilor de rectificat interior asupra calității suprafețelor prelucrate ; *Garfinkel, D. Ia.* — Coeficientul de suprapunere a pierderilor la liniile în flux multiplu ; *Lapidus, A. S.* și *Maiorova, E. A.* — Ghidaje de capron pentru mașini-unelte așchietoare ; *Zbarskii, Iu. Ș.* — Deformația termică a indicatoarelor de inducție ale mașinilor de strunjire interioară prin coordonate ; *Berdnikov, L. N.* — Influența tensiunilor remanente apărute la ascuțire asupra durabilității frezelor de aliaje dure ; *Jitnițkii, S. I.* și *Andreicikov, O. S.* — Sculă pentru rularea filetelor interioare ; *Korotici, A. N.* — Cuțit de retezat cu fixare mecanică a plăcuței de aliaj dur ; *Reșetnikov, Iu. N.* — Premisele economice ale utilizării mașinilor-unelte cu comandă program (din experiența firmelor elvețiene) ; *Margules A. U.* — Noi materiale ceramice așchietoare (după informațiile din literatura străină) ; *Duranin, P. V.* — Modernizarea mașinii de frezat orizontal ; *Glazențov, B. V.* — Fabricarea matrițelor pentru inele de cauciuc cu secțiune circulară ; *Șulpin, A. A.* și *Strahova, A. I.* — Utilizarea deșeurilor de scule abrazive (din experiența uzinelor de automobile din Gorki).

Mașinostroitel, nr. 10/1965 : *Kitaev, V. I.* — Indici economici de calitate ; *Șuhgalter, L. Ia.* — Nivelul tehnic și calitatea producției ; *Znev, A. B.*, *Masinkevici, A. V.* și *Șilov, V. V.* — Instalație pentru reglarea automată a temperaturii matrițelor ; *Filimonov, A. V.*, *Gorodnov, P. I.* și *Panteleev, V. F.* — Linie automată pentru fabricarea prezoanelor ; *Matorin, I. P.* — Organizarea reparațiilor în uzina Gomselmaș ; *Jediaevskaia, G. D.* și *Babenko, V. A.* — Noi piese de fier electrolitic dur ; *Cernîi, A. I.* — Utilizarea mașinilor de calcul în planificarea reparațiilor utilajelor ; *Krasilnikov, M. V.* — Dispozitiv pentru poansonare ; *Salțevici, V. A.* — Dispozitiv care , scurtează timpul auxiliar ; *Grankov, L. M.* — Compas ultrasonic de grosime ; *Ahmatov, E. A.* — Automat pentru fabricarea arcurilor ; *Timofeev, P. V.* — Lichid de ungere-răcire ; *Sușkov, I. S.* — Dispozitiv pentru marcarea scărilor ; *Garkunov, D. N.* și *Lazovskii, V. N.* — Arămire de fricțiune ; *Porohov, V. S.* și *Bogacev, M. N.* — Ecruisarea pieselor prin sablare cu alice ; *Bahurin, N. E.* — Ștanțarea de precizie fără bavuri ; *Șneider, Iu. G.* — Metode de finisare a metalelor ; *Birinkov, I. V.* — Noi materiale de etanșare ; *Naumov, N. F.* — Medaliat VDNH ; *Zaikin, G. G.* — O propunere a inovatorului G. V. Porșin ; *Gorbik, V. A.* — După legea onoarei de a munci ; *Musin, M. M.* și *Egorov, M. P.* — Descoperirea rezervelor de micșorare a dificultăților ; *Sak-Șak, B. A.*, *Fișeleva, L. S.* și *Pletner, D. Iu.* — Domeniul de aplicare eficientă a tehnologiei de grup ; *Kniazev, G. I.* — Deficiențele stimulării muncii prin însușirea tehnicii noi ; *Sviatkin, B. K.* — Eficiența utilizării semifabricatelor de precizie ; *Dobroborskii, S. I.* — Instalație pentru înregistrarea vibrațiilor ; *Markin, A. M.* — Noi instrucțiuni pentru macaralele grele.

Soudage et Techniques connexes, nr. 9—10/1965 : *Laville, C.* — Activitatea sindicatului național al fabricanților de echipament pentru sudură ; — A 18-a adunare anuală a Institutului internațional de sudură, Paris 1965 ; *Sebrille, J.* — Metalurgia și sudarea pieselor groase de oțel pentru cuve de reactoare nucleare ; — Adunarea anuală a Institutului internațional de sudură, Delft 1966 ; *Gerbeaux, H.* și *Kieffer, R.* — Utilaje pentru tratamentele termice ale construcțiilor sudate ; — Noua Societate de metalizare ; Atribuirea premiilor Școlii profesionale de sudură ; — A XXXIV-a promoție a Școlii superioare de sudură autogenă ; Vizitarea oțelăriilor din Saut-du-Torn ; — Productivitatea sudării prin puncte a caroseriilor de automobile ; — Noi regulamente privind sudura în construcțiile aeronautice ; — Comentarea „Recomandărilor pentru alegerea și clasificarea oțelurilor pentru construcții sudate" privind extinderea lor în cazul procedeelor diferite de sudarea manuală cu adîncime normală ; — Standardizarea sudării ; — Noi produse ; — Lucrări de sudură : batiu de presă, cilindru cu grosime mare, rezervoare de 550 m^3 pentru stocarea apei oxigenate.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 10 1965 : *Bürkner, H.* — Pregătirea tehnică a fabricației de dispozitive ; *Giehler, R.* — Creșterea randamentului stațiilor cu fișe perforate cu ajutorul îmbunătățirii indicilor de producție ; *Hanstein, H. D.* — O nouă metodă de analiză a coeficientului de mecanizare și automatizare pe baza timpului ; *Czichun, F.* — Indici și date orientative asupra cheltuielilor de producție și cerințelor de desfacere la proiectarea atelierelor de ștanțare ; *Hieke, H.* — Variante de determinare a dinamicii prețurilor și influența creșterilor sporadice ; *Herold, K.* și *Böhm, M.* — Costul orar pe mașină în atelierele de ștanțare ; *Usbeck, P.* — Studiul tensiunilor în oțelul cu granulație mică de cementare 20 MoCr 5 (T GL 6546) ; *Matthes, S.* — Metode de măsurare și studiu pentru tăierea cu piatră abrazivă ; *Lange, K.* și *Stecher, R.* — Fabricația și alegerea corpurilor abrazive pentru tăiere ; *Malsch, H.* — Scule și dispozitive pentru ridicarea productivității automatelor de prelucrare prin aşchiere şi prin presiune (partea I); *Müller, H.* — Presarea la rece a organelor de automobil; *Träber, K. H.* — Măsurarea de la distanţă şi reglarea grosimii benzilor metalice la laminoare de putere medie; *Weissberg, H.* şi *Seidel, H.* — Tipizarea proceselor tehnologice de tratament termic în legătură cu unele considerente tehnico-economice; *Weissberg, H.* — Nivelul tehnic şi dezvoltarea cementării şi nitrurării pe scară industrială; *Weinhold, H.* — Analiza geometriei petei de contact a roţilor dinţate cilindrice; *Picht, H.* — Execuţia pieselor prelucrate prin aşchiere cu considerarea materialului utilizat.

Maschinenbautechnik, nr. 9/1965: *Költzsch, P.* — Execuţia şi încercarea amortizoarelor de zgomot pentru maşinile pneumatice; *Vollheim, R.* — Alimentarea cu amestec de aer şi particule dure a tuburilor; *Vogel, R.* — Deplasarea şi staţionarea încărcăturii în tuburi de rotaţie; *Heim, M.* — Studiu comparativ al eficienţei economice a arcurilor cilindrice elicoidale cu secţiune rotundă sau dreptunghiulară; *Dieckhoff, H. G.* — Posibilităţile de determinare a caracteristicilor cuplajelor centrifuge de pornire fabricate din pulberi sau din material compact; *Hackeschmidt, M.* — Dezomogenizarea hîrtiei conducătoare de electricitate pentru măsurarea cîmpurilor complexe; *Regge, M.* — Problemele măsurării discurilor-camă; *Kramer, R.* — Mecanism cu cinci pîrghii şi manivelă dublă; *Kraus, R. A.* — Came tangenţiale de unghi dat.

Der Maschinenbau, nr. 9/1965 : *Hanstein, H. D.* — Asupra problemei costului calităţii; *Semrod, H.* — Programarea maşinilor cu comandă numerică (partea a III-a); *Kochan, D.* — Codificarea maşinilor -unelte cu comandă numerică prin introducerea benzilor perforate; *Thurm, M.* — Cauzele abaterilor de formă la strunjirea după contur cu ajutorul cuţitelor compas de contur; *Schilder, M.* — Prelucrarea economică prin presiune cu ajutorul sculelor standardizate; *Schiller, H.* — Lăcuirea electroforetică; *Ligeti, G.* — O nouă tehnologie de fabricaţie a organelor de maşini din poliamidă; *Barwicki, W.* — Informaţii asupra paşapoartelor mijloacelor de producţie; *Schlicker, G.* — Aplicarea utilajelor pneumatice în mecanizare şi automatizare (continuare).

Die Technic, nr. 10/1965 : *Kulka, H.* — Tendinţele de dezvoltare ale psihologiei industriale şi ale psihologiei inginerului contemporan; *Lindner, E.* şi *Paul, H.* — Echipament auxiliar pentru extinderea utilizării cuptorului cu mai multe camere cu rază electronică de 60 kW; *Völz, H.* — Încercare de analiză sistematică şi de perspectivă a duratei informaţiilor; *Drehmann* şi *Hemleb* — Al treilea congres al inginerilor — schimb de experienţă internaţional; *Weiz, H.* — Nivelul ştiinţific garantează producţia raţională; *Rataj, A.* — Cîteva programe ZRA—1 pentru planificarea timpului după metoda traseului critic, ţinînd seamă de restricţia factorilor productivi; *Zeippert, K* şi *Vogler, K.* — Construcţia laminorului de ţevi III la Zeithain; *Will, P.* — Noul camion „IFA W 50"; *Rückert, H.* — Construcţia maşinilor „Poligraf" în R.D.G.

GEP, nr. 9/1965 : *Bakondi, K.* — Influenţa regimului de aşchiere asupra duratei de funcţionare; *Cselenyi, J.* — Două cazuri de determinare a centrului optim de transport la deplasarea în două direcţii a materialelor; *Huszar, I.* şi *Imre, J.* — Determinarea forţelor şi momentului de strîngere la bulonul de îmbinare al turbogeneratoarelor prin tensometrie; *Kaldos, F.* — Etanşarea hidrodinamică a arborilor (partea I-a); *Kottra, R.* — Încercarea prin şoc pentru determinarea tenacităţii oţelului de construcţii utilizat la temperaturi reduse.

EXPOZIŢIA COLECTIVA ELVEŢIANĂ
DE
MAŞINI-UNELTE ŞI APARATE DE PRECIZIE

BUCUREŞTI

22–31 martie 1966

ŞOSEAUA KISELEFF nr. 32
Deschis:
10—14 pentru specialişti
14—19 pentru public

INTER-SOFEX S. A., ZÜRICH

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Program de fabricație

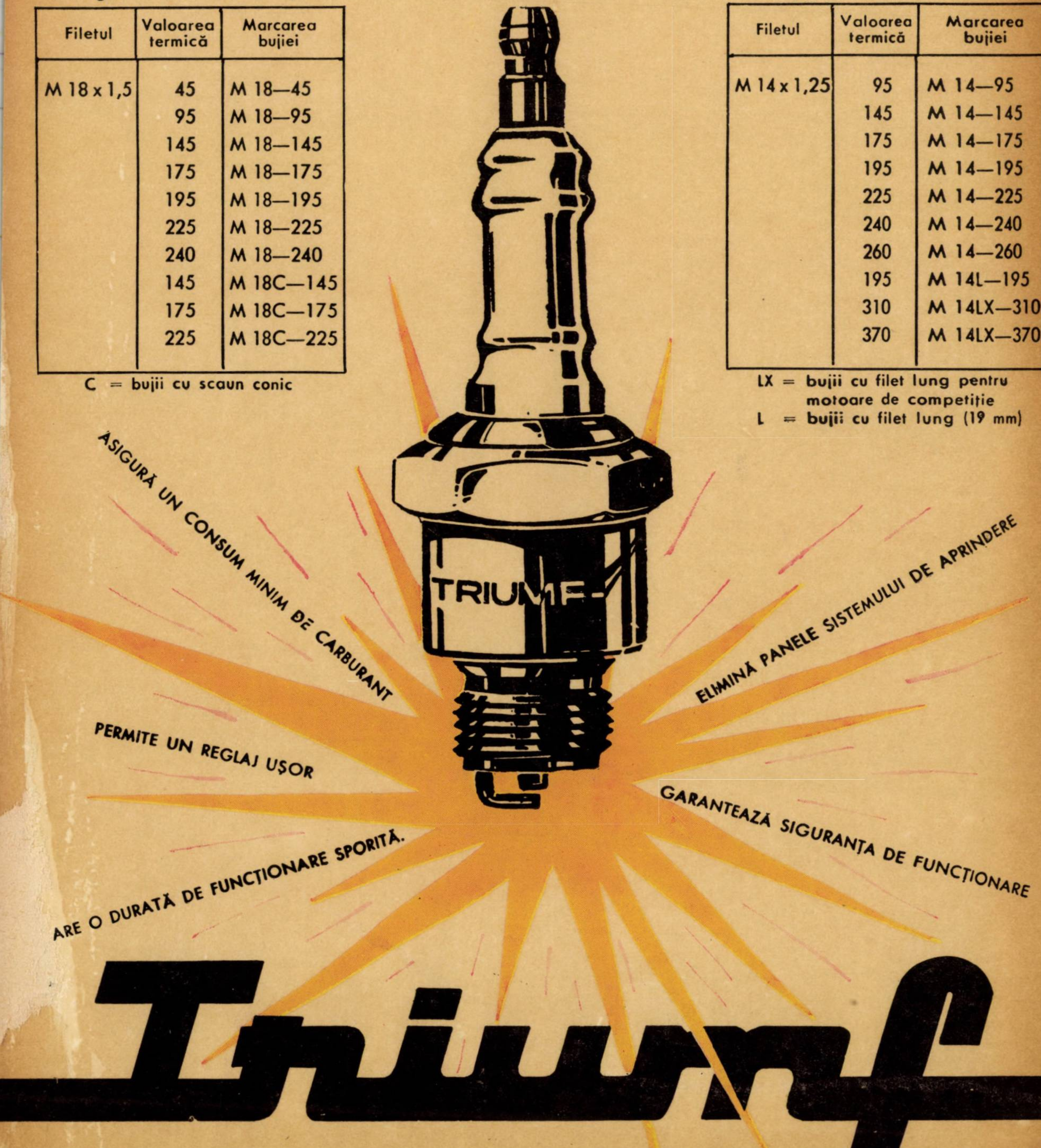
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 18 x 1,5	45	M 18—45
	95	M 18—95
	145	M 18—145
	175	M 18—175
	195	M 18—195
	225	M 18—225
	240	M 18—240
	145	M 18C—145
	175	M 18C—175
	225	M 18C—225

C = bujii cu scaun conic

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95
	145	M 14—145
	175	M 14—175
	195	M 14—195
	225	M 14—225
	240	M 14—240
	260	M 14—260
	195	M 14L—195
	310	M 14LX—310
	370	M 14LX—370

LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
L = bujii cu filet lung (19 mm)


TRIUMF
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE
PERMITE UN REGLAJ UȘOR
GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Triumf

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

REFERÁLVA

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 3 • MARTIE 1966

Livrează:

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

fabrica de rulmenti-birlad
FRB
MADE IN RUMANIA

rulmenţi de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate

E 3279

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

R

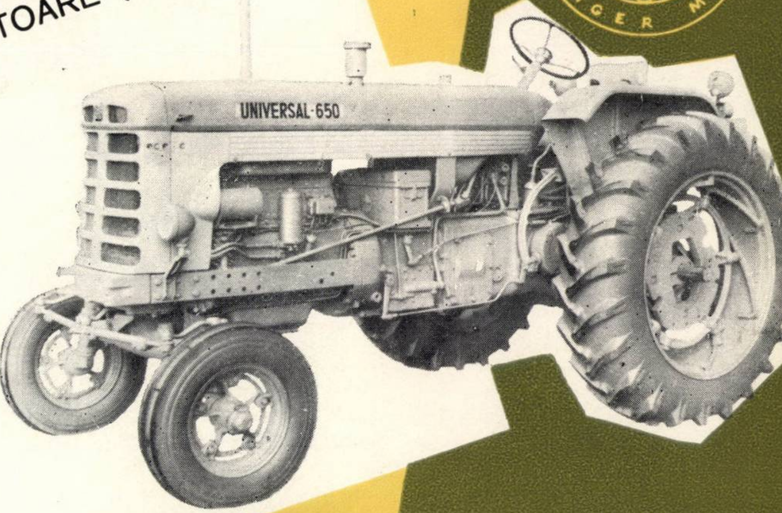
produce:

U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP
- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

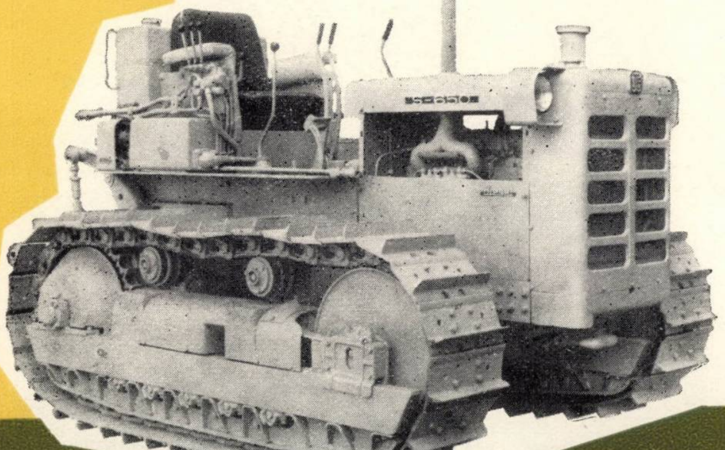
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965



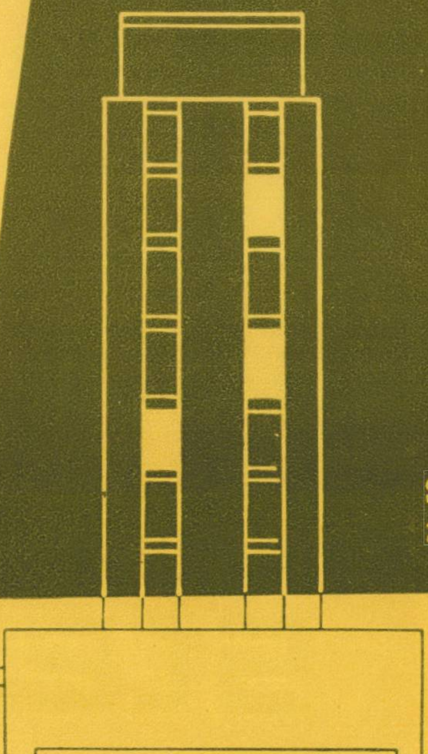
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



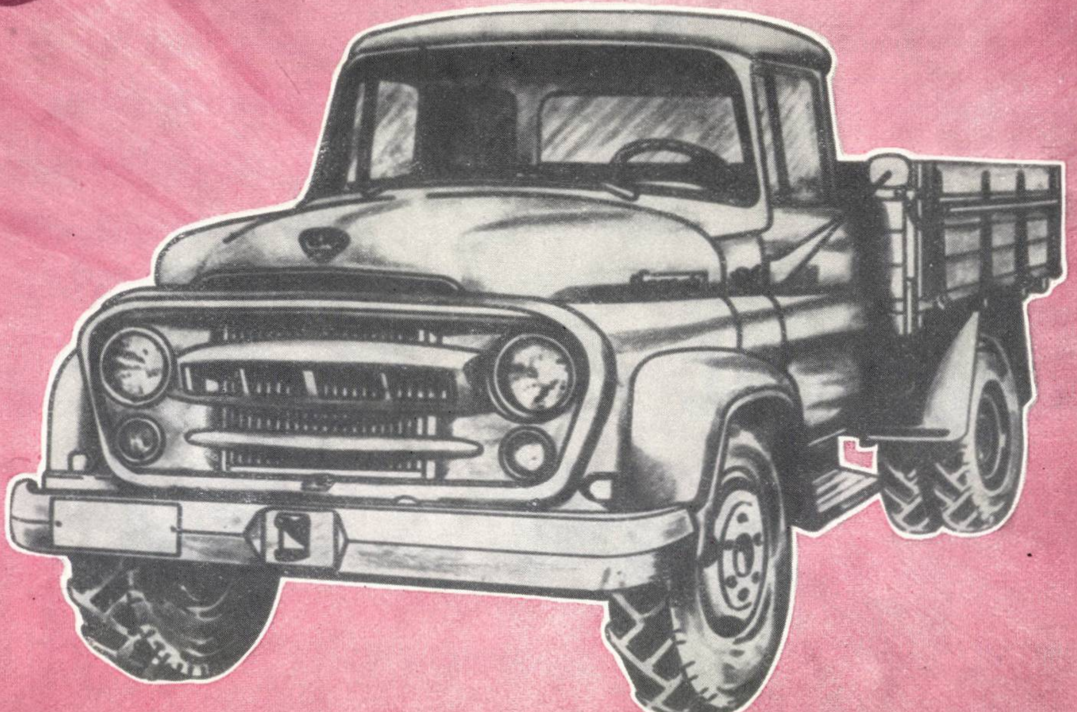
MOTOARE DIESEL



BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

carpați
bucegi



- manevrabilitate ușoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort

– puterea:	– Sarcina utilă:	– consum la 100 km:
140 CP	3 T - SR-131	25 l - SR-131
	5 T - SR-113	28 l - SR-113

Uzinele de autocamioane

steagul roșu

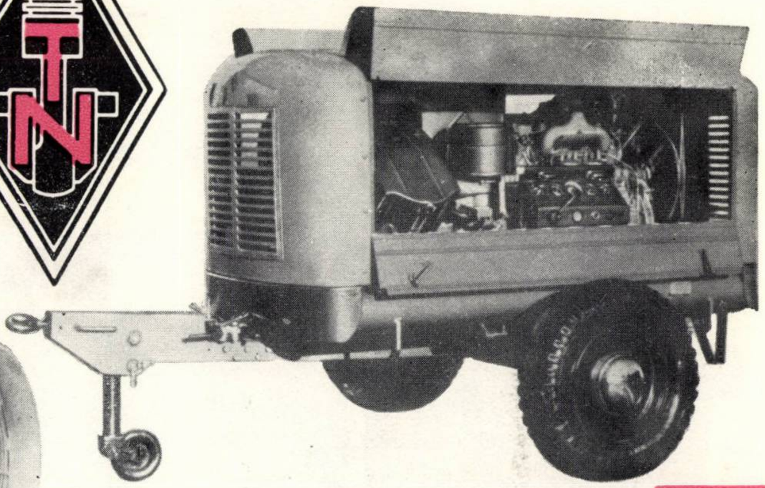
Brașov - Strada Poenelor 5 * Telefon 16310

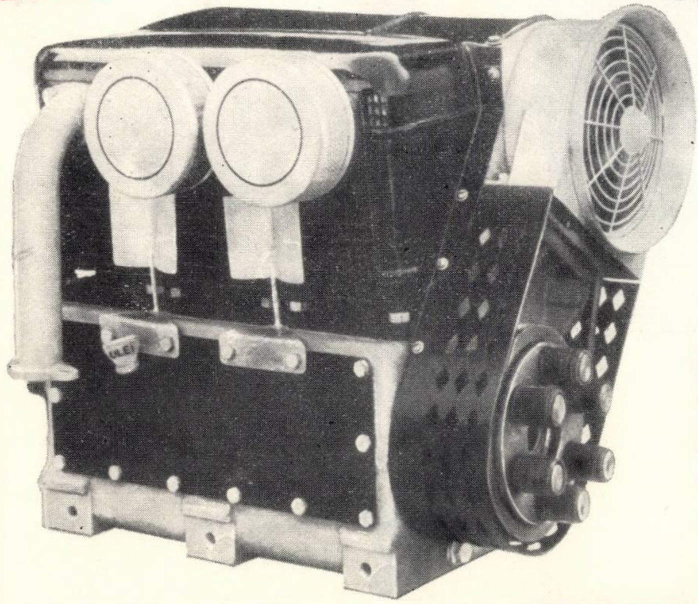
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

bucureşti

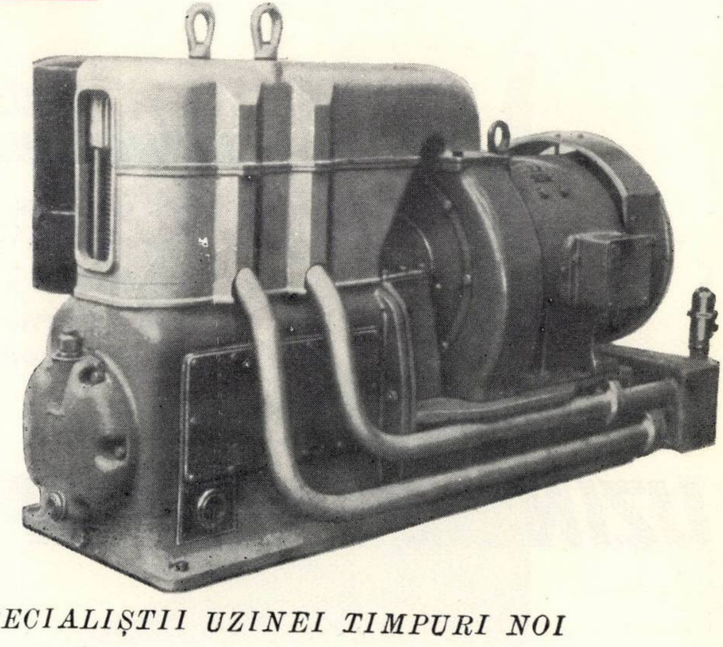
execută şi livrează în ţară
şi străinătate
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON





pentru :

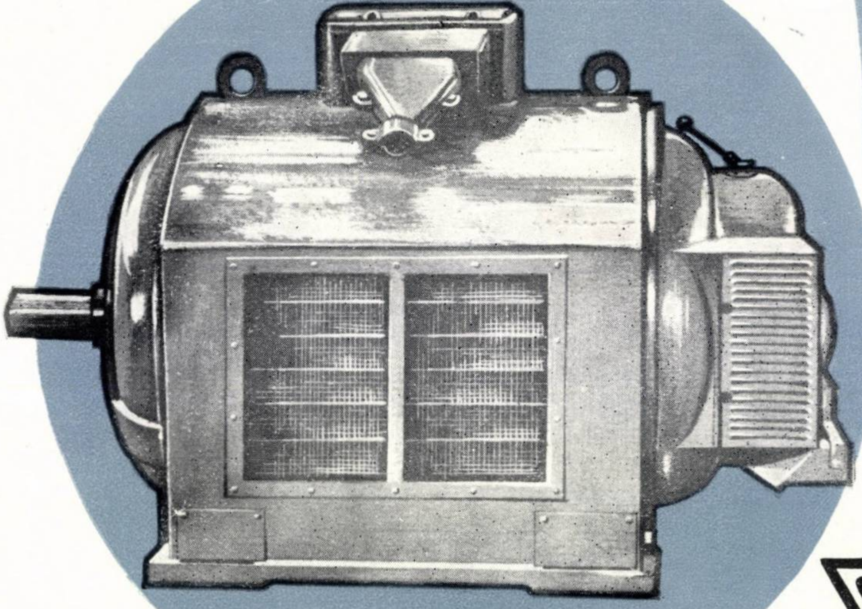
- *locomotive*
- *instalaţii petroliere*
- *excavatoare*
- *troleibuze*
- *şantiere*
- *vopsitorii*
- *automatizări etc.*



La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum şi pentru orice problemă legată de compresoare

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI TIMPURI NOI

orice acționare electrică
în care funcționează un motor
fabricat de **ELECTROPUTERE**
este o acționare sigură



MOTOARE ELECTRICE
ASINCRONE ȘI SINCRONE
de uz general sau special
100-1000 kW 500-1500 rot/min
tensiune joasă sau 6 kW
cu aparatajul de pornire
și comandă respectiv

livrează

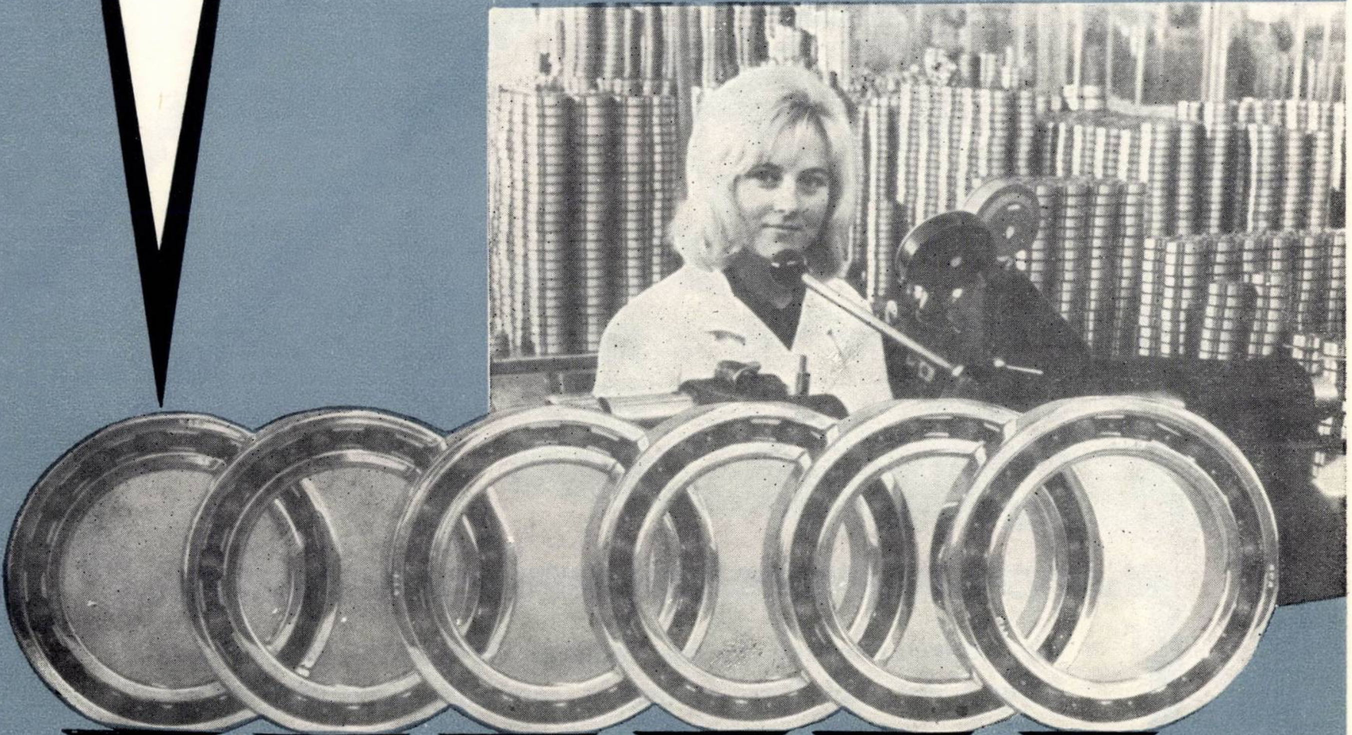
UZINELE ELECTROPUTERE CRAIOVA

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

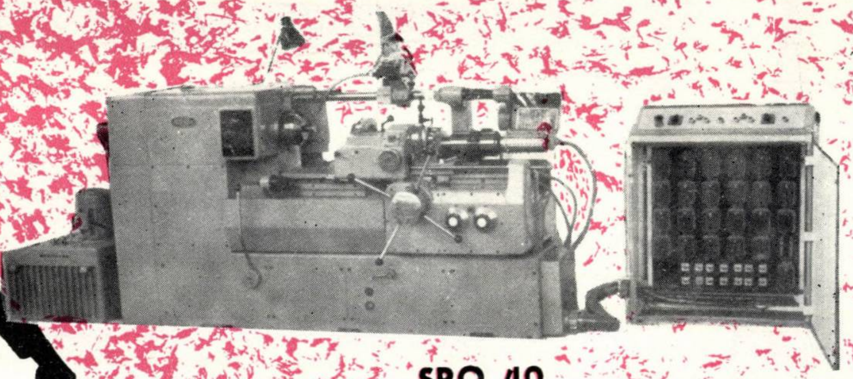
- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace



uzina rulmentul brasov

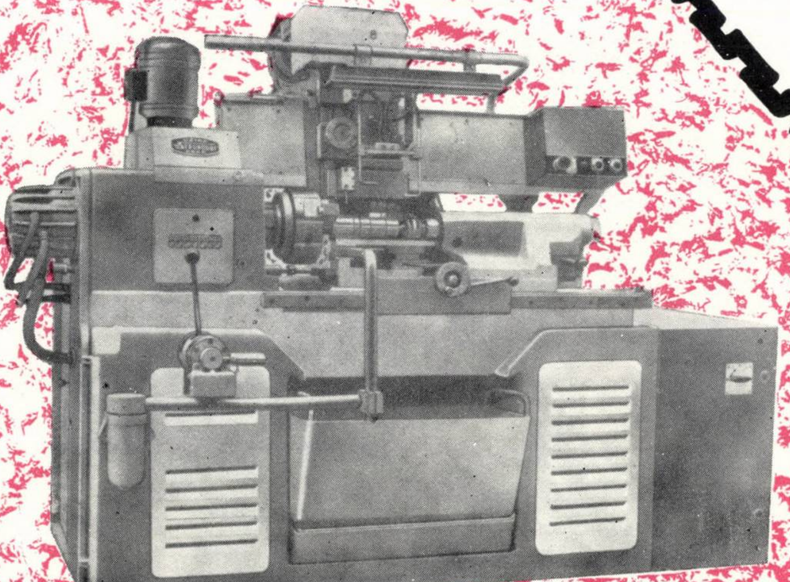
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 și 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 și SRO 40



SRO 40

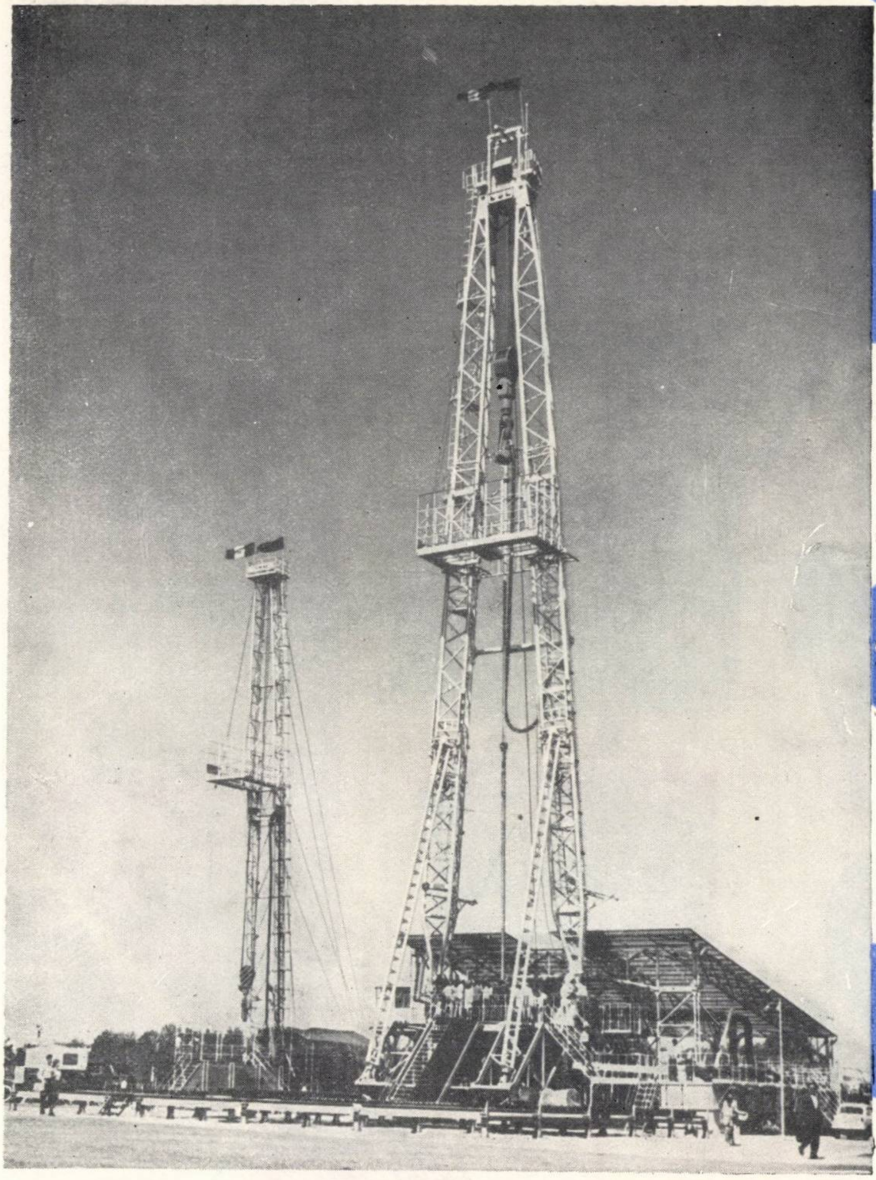
UZINA DE STRUNGURI ARAD



SSA 200.

Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 și SRV 40 și
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

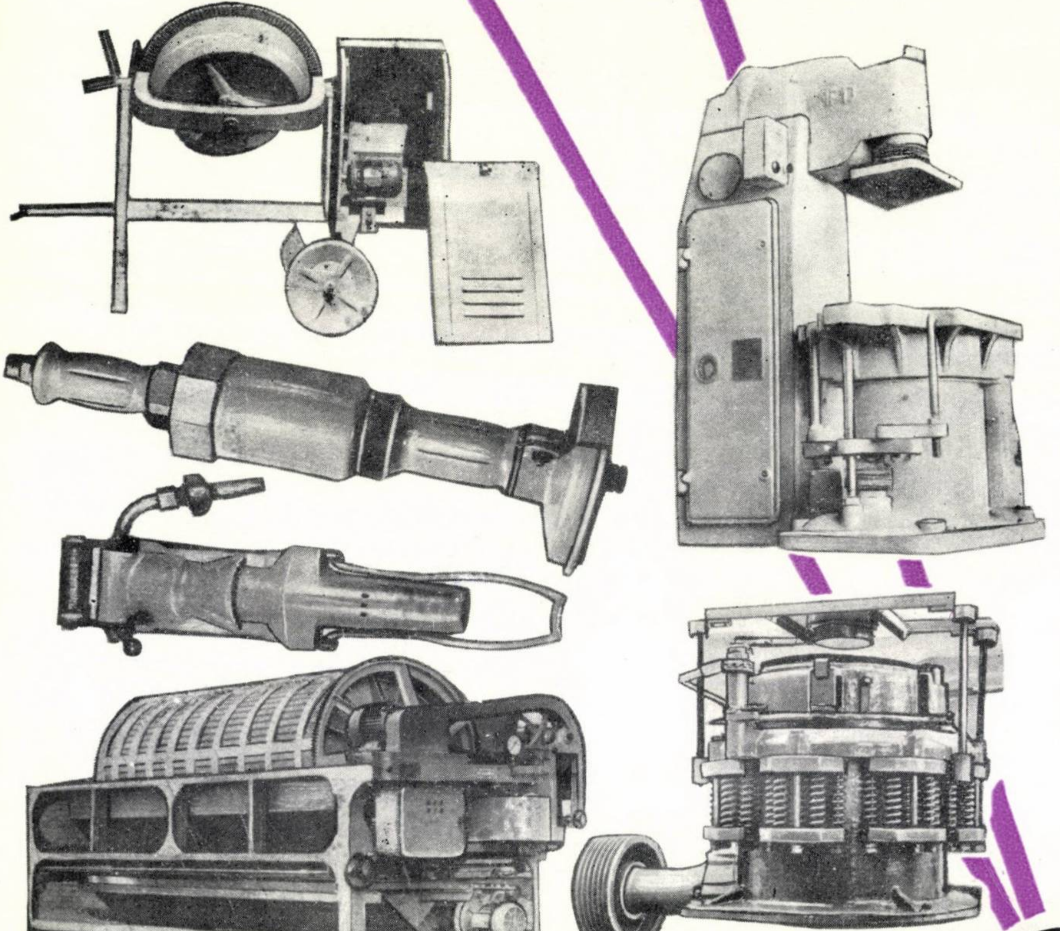


UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T 50 — A, T 50 — B
- Instalații de foraj 2 DH — 75 A, 4 LD — 150 C și 4 LD — 150 D, 3 DH — 200 A, 4 DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400 M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTĂ
PRODUSE
PENTRU:

INDUSTRIA SIDERURGICA : Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICA : Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERA : Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARA : Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR : Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

ORSZ. MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOK. KÖZPONT

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1863

CONSTRUCTIA DE MASINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, MARTIE 1966, Nr. 3

CUPRINS

Acad. NĂDĂȘAN, ȘT. și RAȚIU, M.:	**Considerații asupra folosirii raționale a oțelurilor în construcția de mașini.**	125
SIMOCA, F.:	**Unele aspecte caracteristice ale organizării fabricației în cadrul diversificării producției de tractoare.**	133
PAVEL, A.:	**Cu privire la calculul de rezistență și etanșeitate al îmbinării prin mandrinare dintre țevile și plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică și petrochimică.**	137
TURLE, Gh.:	**Unele aspecte privind construcția elevatoarelor cu cupe de uz general.**	149
FERENCZ, A.:	**Considerații privind calculul lagărelor axiale ale turbinelor cu abur cu portsegmenți elastici.**	152
KÖNIG, H. și SIMEN, O:	**Probleme specifice în construcția utilajului emailat pentru industria chimică.**	160
KISS, E., SĂLCUDEAN, M. și SĂLCUDEAN, Gh.:	**Unele probleme în legătură cu dispozitivele de prindere pe strungurile automate.**	163
SCHNABEL, O. și ȘTEFAN, I.:	**Forme de semnalizare vizuală a pericolelor în industrie.**	168
ROHONYI, V.:	**Controlul la siguranța în funcționare a lagărelor cu alunecare.**	171
	DOCUMENTARE	177
	RECENZII	181
	CRONICĂ	183

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 669.14.018.29

Acad. *Nădăşan Şt. şi Raţiu*, M. : **Consideraţii asupra folosirii raţionale a oţelurilor în construcţia de maşini.**

Utilizarea economică a oţelurilor cere folosirea mărcilor cu caracteristici minime, necesare şi suficiente pentru regimul de exploatare dat ; un control eficient, amplu şi continuu ; o dimensionare pe baza metodelor moderne de calcul la oboseală ţinînd seamă de regimul real de încărcare ; forme constructive adecvate ; măsurări tensometrice şi încercări de durabilitate asupra agregatelor. Se dau exemplificări ale acestor aspecte.

Construcţia de Masini 18 (1966), nr. 3, p. 125–133

CZ 629.114.2 : 338.062.4

Simoca, F. : **Unele aspecte caracteristice ale organizării fabricaţiei în cadrul diversificării producţiei de tractoare.**

Se analizează condiţiile de bază pentru realizarea unei producţii diversificate de tractoare în ţara noastră.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 133–136

CZ 66:621.643.411

Pavel, A. : **Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică.**

Se prezintă metodele empirice şi analitice pentru calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinărilor prin mandrinare.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 137–149

CZ 621.867.3

Turle, Gh. : **Unele aspecte privind construcţia elevatoarelor cu cupe de uz general.**

Se evidenţiază unele probleme privind tipizarea şi îmbunătăţirea soluţiilor constructive actuale pentru elevatoarele cu cupe realizate în ţară.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 149–151

CZ 621.165–233.23

Ferencz, A. : **Consideraţii privind calculul lagărelor axiale ale turbinelor cu abur cu portsegmenţi elastici.**

Se prezintă metodica de calcul pentru proiectarea lagărelor axiale cu portsegmenţi elastici ale turbinelor cu abur.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 152–160

CZ 66.023.3 : 666.29

Kőnig, H. şi *Simen, O.* : **Probleme specifice în construcţia utilajului emailat pentru industria chimică**

Se analizează aspectele specifice ale fabricaţiei utilajului chimic emailat.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 160–163

CZ 621.941.235.3–229.3

Kiss, E., Sălcudean, M. şi *Sălcudean, Gh.* : **Unele probleme în legătură cu dispozitivele de prindere pe strungurile automate.**

Se prezintă sistemele de prindere pe strungurile automate, evidenţiindu-se tehnologia de execuţie a bucşelor elastice.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 163–168

CZ 614.8 : 654.91

Schnabel, O. şi *Ştefan, I.* : **Forme de semnalizare vizuală a pericolelor în industrie.**

Se analizează o serie de standarde noi privind mijloacele de semnalizare pentru evitarea accidentelor în industrie.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 168–170

CZ 621.822.5.001.5

Rohonyi, V. : **Controlul la siguranţa în funcţionare a lagărelor cu alunecare.**

Se examinează aspectele controlului condiţiilor de frecare şi încălzire la lagărele de alunecare, evidenţiindu-se importanţa variaţiei viscozităţii uleiului de ungere.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 171–177

DIN NUMĂRUL VIITOR

Pavel, A. : **Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică (II).**

Hrelescu, M., Băr, F. şi *Sălăgean, T.* : **Mărirea rezistenţei mecanice la granulele fluxurilor ceramice.**

Vas, A., Popovici, A. şi *Lipovan, L.* : **Consideraţii asupra unor fenomene la amorsarea jetului de plasmă.**

Truică, N. : **Referitor la angrenajele interioare cu z şi $z-1$ dinţi.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti. c. 3005

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 669.14.018.29

Акад. *Шт. Нэдшан* и *Рациу, М.*: **К вопросу рационального использования сталей в машиностроении**

Экономическое использование сталей требует применения марок с минимальными харектеристиками, необходимыми и достаточными для данного режима эксплуатации, эффективный усиленный и непрерывный контроль; определение размеров на основе современных вычислительных меотодов утомления, учитывая действительный режим наваривания; соответсующие конструктивные формы; тензометрические измерения и испытания выносливости агрегатов; Даются иллюстрациии этих видов.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 125–133

ДК 629.114.2: 338.062.4

Симока, Ф.: **Характерные аспекты организации производства при выпуске тракторов различных конструкций.**

Анализируются основные условия выпуска различных типов тракторов в Румынии.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 133–136

ДК 66: 621.643.411

Павел, А.: **О расчете прочности и герметичности вальцовочных соединений труб и пластин трубчатой аппаратуры, применяемой в нефтеперерабатывающей, химической и нефтехимической промышленности.**

Приводятся эмпирические и аналитические методы расчета прочности и герметичности развальцованных соединений.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 137–149

ДК 621.867.3

Турле, Г.: **Вопросы конструкции ковшевых элеваторов**

Разбирается ряд вопросов в связи с типизацией и улучшением современных конструктивных решений для выпускаемых в стране ковшевых элеваторв.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 149–151

ДК 621.165–233.23

Ференц, А.: **К вопросу расчета упорных подшипников паровых турбин с упругими портсегментами.**

Приводится метод расчета для проектирования упорных подшипников с упругими портсегментами для паровых турбин.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 152–160

ДК 66.023.3: 666.29

Кениг, Х. и *Симен, О.*: **Особенности конструкции эмалированной химической аппаратуры.**

Анализируются специфические особенности производства эмалированной химической аппаратуры.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 160–163

ДК 621.941.235.3–229.3

Киш, Е., *Сэлкудян, М.* и *Сэлкудян Г.*: **Некоторые вопросы в связи с зажимными устройствами автоматических токарных станков.**

Рассматриваются зажимные устройства автоматических токарных станков, причем особое внимание уделяется технологии изготовления упругих цанг.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 163–168

ДК 614.8: 654.91

Шнабель, О. и *Штефан, И.*: **Формы наглядной сигнализации при возникновении опасности в промышленности.**

Анализируется ряд новых стандартов в связи со средствами сигнализации по предупреждению несчастных случаев на производстве.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 168–170

ДК 621.822.5.001.5

Рохони, В.: **Контроль надежности действия подшипников скольжения.**

Анализируются аспекты контроля условий трения и нагрева в подшипниках скольжения, причем отмечается значение изменения вязкости смазочного материала.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 3, стр. 171–177

DK 669.14.018.29

Acad. *Şt. Nădăşan* und *Raţiu, M.*: **Betrachtungen über die wirtschaftliche Anwendung der Stähle im Maschinenbau.**

Die wirtschaftliche Anwendung der Stähle fordert Stahl-Marken mit mindest erforderlichen und ausreichenden den Betriebsverhältnissen entsprechenden, einer ständigen und wirksamen Kontrolle unterworfenen, Güteeigenschaften; die Anwendung von neuzeitlichen auf reelen Belastungsbildern und Ermüdungsfestigkeiten beruhenden Berechnungverfahren; der Dauerhaltbarkeit entsprechende Gestaltung; Dehnungsmessungen und Dauerhaltbarkeitsversuche im Betrieb. Diese Aspekte werden durch Beispiele erläutert.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 125–133

DK 629.114.2 : 338.062.4

Simoca, F.: **Einige Kennzeichen der Fabrikationsorganisierung im Rahmen der Diversifikation der Traktorenproduktion.**

Es werden die Grundbedingungen für die Durchführung einer diversifizierten Traktorenproduktion in unserem Lande analysiert.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 133–136

DK 66 : 621.643.411

Pavel, A.: **Über die Berechnung der Festigkeit und Dichtigkeit der Aufweitungsverbindung zwischen den Rohren und der Wandung bei Rohrenvorrichtungen in der Erdölverarbeitenden, chemischen und petrochemischen Industrie.**

Es werden empirische und analytische Methoden zur Berechnung der Festigkeit und Dichtigkeit von Aufweitungsverbindungen dargelegt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 137–149

DK 621.867.3

Turle, Gh.: **Einige Aspekte des Baus von Becherwerken.**

Der Verfasser behandelt einige Probleme der Typisierung und Verbesserung von gegenwärtigen Konstruktionslösungen für Becherwerke rumänischer Fabrikation.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 149–151

DK 621.165–233.23

Ferencz, A.: **Erwägungen über die Berechnung der Axiallager der Dampfturbinen mit elastischen Ringhaltern.**

Es wird das Berechnugsverfahren für den Entwurf von Axiallagern mit elastischen Ringhaltern für Dampfturbinen dargelegt.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 152–160

DK 66.023.3 : 666.29

König, H. und *Simen, O.*: **Eigenheiten beim Bau emailierter Chemieanlagen.**

Es werden spezifische Aspekte der Fertigung emailierter Anlagen fur die Chemieindustrie analysiert.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 160–163

DK 621.941.235.3–229.3

Kiss, E., *Sălcudean, M.* und *Sălcudean, Gh.*: **Einige Probleme im Zusammenhang mit den Haltevorrichtungen bei automatischen Drehmaschinen.**

Es werden die Haltevorrichtungen an automatischen Drehmaschinen und die Fertigungstechnologie der Spannpatronen beschrieben.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 163–168

DK 614.8 : 654.91

Schnabel, O. und *Ştefan, I.*: **Optische Gefahranzeiger in der Industrie.**

Es werden eine Reihe neuer Standarde für Warnungsanlagen zur Unfallsverhütung in der Industrie analysiert.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 168–170

DK 621.822.5.001.5

Rohonyi, V.: **Kontrolle der Betriebssicherheit der Gleitlager.**

Der Verfasser behandelt Aspekte der Kontrolle der Reibungs- und Erwärmungsbedingungen bei Gleitlagern und unterstreicht die Bedeutung der Veränderung der Viskosität des Schmieröls.

Construcţia de Maşini 18 (1966), H. 3, S. 171–177

DC 669.14.018.29

Acad. *Şt. Nădăşan* and *Rațiu, M.* : **Considerations concerning the rational use of steels in mechanical engineering.**

The economical use of steels requires the utilisation of types with minimum necessary and sufficient characteristics for the given exploitation regime, an effective and ample and continuous control, a dimensioning based on the moderne fatigue calculus methods, taking also into account the actual loading regime, adequate constructive forms, tensiometring measurements and aggregate durability tests. Some examples are given to illustrate these aspects.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 125–133

DC 629.114.2 : 338.062.4

Simoca, F. : **Some characteristic organizational aspects of tractor production diversification.**

The basic conditions required for achieving a diversified tractor production in Rumania are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 133–136

DC 66 : 621.643.411

Pavel, A. : **Concerning the resistance and tightness calculus for the joints by tube expanding between the tubes and plates of the tubular equipment used in the oil processing, chemical and petrochemical industries.**

The empirical and analytical methods for the resistance and tightness calculus of joints by tube expanding are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 137–149

DC 621.867.3

Turle, Gh. : **Some aspects concerning the bucket elevators.**

Some problems connected with the typification and improvement of the bucket elevators produced in our country are discussed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 149–151

DC 621.165–233.23

Ferencz, A. : **Some considerations concerning the calculus of axial bearings with elastic ringholders in steam turbines.**

The calculation methods for designing the axial bearings with elastic ringholders of steam turbines are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 152–160

DC 66.023.3 : 666.29

König, H. and *Simen, O.* : **Some peculiar features of the construction of enamelled chemical equipment.**

Some peculiar aspects of the manufacture of the enamelled chemical equipment are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 160–163

DC 621.941.235.3–229.3

Kiss, E., *Sălcudean, M.* and *Sălcudean, Gh.* : **Some aspects concerning the holding devices in automatic lathes.**

The holding devices in automatic lathes are presented and the manufacturing technology of the spring collets is described.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 163–168

DC 614.8 : 654.91

Schnabel, O. and *Ştefan, I.* : **Some optic signalling means of dangers in industry.**

A series of new standards concerning the signalling means used to avoid industrial accidents are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 168–170

DC 621.822.5.001.5

Rohonyi, V. : **Controlling the working safety of slide bearings.**

Some aspects concerning the control of the friction and heating conditions in slide bearings are examined, stress being laid on the importance of the variation in the viscosity of lubricating oil.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 3, p. 171–177

CD 669.14.018.29

Acad. *Şt. Nădăşan* et *Rațiu, M.* : **Considérations sur l'utilisation économique des aciers dans les constructions mécaniques.**

L'utilisation économique des aciers impose : des aciers ayant des qualités minima, nécessaires et suffisantes pour un régime de service donné ; un contrôle permanent, ample et efficace ; la détermination des dimensions en faisant usage de la méthode moderne qui tient compte du régime de fonctionnement réel et de la résistance à la fatigue ; des formes constructives qui assurent l'endurance ; l'application de la tensiométrie et des essais d'endurance. Ces aspects sont illustrés par des exemples.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 125–133

CD 629.114.2 : 338.062.4

Simoca, F. : **Quelques aspects caractéristiques de l'organisation de la fabrication lorsqu'il s'agit d'une production diversifiée de tracteurs.**

On étudie les conditions fondamentales requises pour réaliser une production diversifiée de tracteurs en Roumanie.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 133–136

CD 66 : 621.64 3.411

Pavel, A. : **Sur le calcul de la résistance et de l'étanchéité de l'assemblage exécuté par mandrinage entre les tuyaux et les plaques de l'appareillage tubulaire utilisé dans les industries pétrolière, chimique et pétrochimique.**

L'auteur présente les méthodes empiriques et analytiques pour le calcul de la résistance et de l'étanchéité des assemblages exécutés par mandrinage.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 137–149

CD 621.867.3

Turle, Gh. : **Quelques aspects de la construction des élévateurs à godets.**

On examine plusieurs problèmes concernant la typisation et l'amélioration des constructions d'élévateurs à godets réalisés en Roumanie.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 149–151

CD 621.165–233.23

Ferencz, A. : **Considérations sur le calcul des paliers axiaux des turbines à vapeur, ayant des porte-segments élastiques.**

On expose la méthode de calcul qui sert à l'établissement du projet pour les paliers axiaux à porte-segments élastiques des turbines à vapeurs.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 152–160

CD 66.023.3 : 666.29

König, H. et *Simen, O.* : **Particularités de la construction de l'outillage chimique émaillé.**

Les auteurs analysent les aspects spécifiques de la fabrication de l'outillage chimique émaillé.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 160–163

CD 621.941.235.3–229.3

Kiss, E., *Sălcudean, M.* et *Sălcudean, Gh.* : **Quelques problèmes concernant les dispositifs de serrage des tours automatiques.**

On décrit les systèmes de serrage sur les tours automatiques et on insiste sur la technologie de l'exécution des manchons de serrage.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 163–168

CD 614.8 : 654.91

Schnabel, O. et *Ştefan, I.* : **Modalités de la signalisation visuelle des périls dans l'industrie.**

On examine une série de standards nouveaux se rapportant aux modalités de la signalisation qui sert à faire éviter les accidents dans l'industrie.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 168–170

CD 621.822.5.001.5

Rohonyi, V. : **Le contrôle de la sécurité de l'exploitation des paliers à glissement.**

L'auteur étudie le contrôle des conditions de frottement et de réchauffement des paliers à glissement et souligne l'importance qu'a la variation de la viscosité de l'huile pour graissage.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 3, p. 171–177

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, MARTIE 1966, Nr. 3

CZ 669.14.018.29

Considerații asupra folosirii raționale a oțelurilor în construcția de mașini

Acad. Șt. NĂDĂȘAN și M. RAȚIU

Dezvoltarea contemporană a industriei, a întregului potențial industrial, se desfășoară sub imperativul economicității, al ridicării randamentului consumului de materii prime, în general, și al oțelurilor, în principal. În realizările masive ale tehnicii actuale, probabil și în deceniile viitoare, se utilizează ca material de bază oțelul, materialul care a ajuns — printr-o perfecționare continuă a procedeelor de elaborare și aliere, cum și a prelucrărilor — să acopere cele mai diverse și complexe exigențe ridicate de execuție și exploatare.

O largă gamă de sortimente — în prezent sînt înregistrate pe plan mondial circa 800 mărci diferite de oțeluri — permite constructorilor alegerea — la nivelul cunoștințelor actuale — a materialului riguros adecvat, atît tehnic, cît și economic, asigurînd durabilitatea fără a mări inutil costul prin utilizarea nejustificată a unor oțeluri cu caracteristici superioare celor necesare.

Progresele obținute în siderurgie nu sînt însă încă judicios exploatate în utilizarea oțelurilor. Tendințele de a supradimensiona construcțiile au determinat ca în general să se reclame caracteristici mecanice din ce în ce mai complexe și mai rigide, chiar dacă în regimul de exploatare nu intervin condiții de solicitare care să le justifice. Această tendință de siguranță excesivă cu implicații economice din ce în ce mai grave, avînd în vedere consumul tot mai ridicat de oțel, atrage în prezent atenția cercetătorilor pe plan mondial, unii cercetători afirmînd că aproximativ 50 % din producția mondială de oțel este folosită nerațional [6].

Urmărind satisfacerea imperativului economic actual „*oțelul potrivit la locul potrivit*", în industria constructoare de mașini se consideră oportună o analiză — în lumina rezultatelor cercetărilor tehnicii moderne — a unor aspecte apreciate ca determinante pentru realizarea unor construcții cu un cost redus și cu o durabilitate suficientă.

O dată cu sesizarea consumului neeconomic de oțel se relevă necesitatea orientării producției siderurgice pentru asimilarea *oțelurilor de masă slab aliate*, cu rezistențe ridicate, pentru a se înlocui actualele oțeluri nealiate, al căror consum reprezintă, după anumite evaluări, circa 80 % din producția mondială [6]. Ponderea deosebită a acestor oțeluri — poate surprinzătoare la prima vedere — a determinat ca pe plan mondial întreaga acțiune de economie a consumului de oțel să urmărească cu precădere ridicarea calității acestor oțeluri.

Introducerea oțelurilor cu rezistență ridicată în construcția de mașini, ca și în general utilizarea rațională a tuturor oțelurilor, este strîns condiționată de asigurarea calității lor printr-un control continuu și concludent. Avînd certitudinea caracteristicilor mecanice ale oțelurilor fabricate, prudența actuală a proiectanților va scădea, iar printr-o aplicare consecventă și critică a metodelor moderne de calcule de rezistență se vor putea realiza construcții mai economice, cu o greutate proprie redusă și o durabilitate necesară și suficientă pentru specificul exploatării respective.

★

Se consideră că expunerea acestei analize, completată cu prezentarea unor rezultate ale acțiunilor întreprinse în țară — care au doar un caracter ilustrativ — va contribui la orientarea activității cadrelor tehnice din siderurgie, industria constructoare de mașini, proiectare și cercetare în vederea asigurării progresului în sfera producției și consumului de materiale a societății noastre socialiste.

1. *Alegerea oțelului*

Utilizarea rațională a oțelurilor în construcția de mașini este determinată de *modul în care proiectanții aleg diferitele mărci* corespunzător regimului de încărcare a construcției. O alegere judicioasă reclamă cunoștințe temeinice ale regimului de încărcare din exploatare și ale comportării mecanice a diferitelor mărci de oțel. Numai pe baza unor asemenea cunoștințe se ajunge la o preluare critică a experienței tradiționale și se elimină subiectivismul aprecierilor momentane, a căror influență se mai resimte din plin în munca de proiectare.

În lipsa unor asemenea cunoștințe temeinice, proiectantul este dispus fie să aplice dimensionări la limită, care deseori se soldează cu avarii, fie să se refugieze în supradimensionări prudente, recurgînd conservativ numai la mărcile de oțel tradiționale. O proiectare economică reclamă însă utilizarea oțelului celui mai ieftin, cu caracteristici minime — statice, de durată, oscilante — necesare și suficiente exploatării construcției. Răspunderea moral-profesională a proiectantului trebuie să-i impulsioneze activitatea creatoare pentru a asimila în proiectele sale cît mai judicios progresele înregistrate în siderurgie la fabricarea de noi mărci de oțeluri și a le folosi la locul potrivit.

Introducerea largă a oțelurilor de masă slab aliate întîmpină încă rezerve datorită dificultăților de a asigura *omogenitatea și constanța calității* în cursul proceselor de elaborare.

Perfecționarea instalațiilor siderurgice și automatizarea lor vor permite însă ca în viitorul apropiat să se înlocuiască în mare măsură actualele oțeluri de masă obișnuite cu oțelurile slab aliate.

În ultimele decenii se înregistrează o tendință generală de a îmbunătăți aceste oțeluri de masă printr-o slabă aliere cu : mangan, titan, siliciu, crom, molibden, cupru și vanadiu. La aceste oțeluri, pe lîngă ridicarea caracteristicilor mecanice, cu o rezistență la rupere de 50—60 kgf/mm², se mai mărește și asigurarea sudabilității lor.

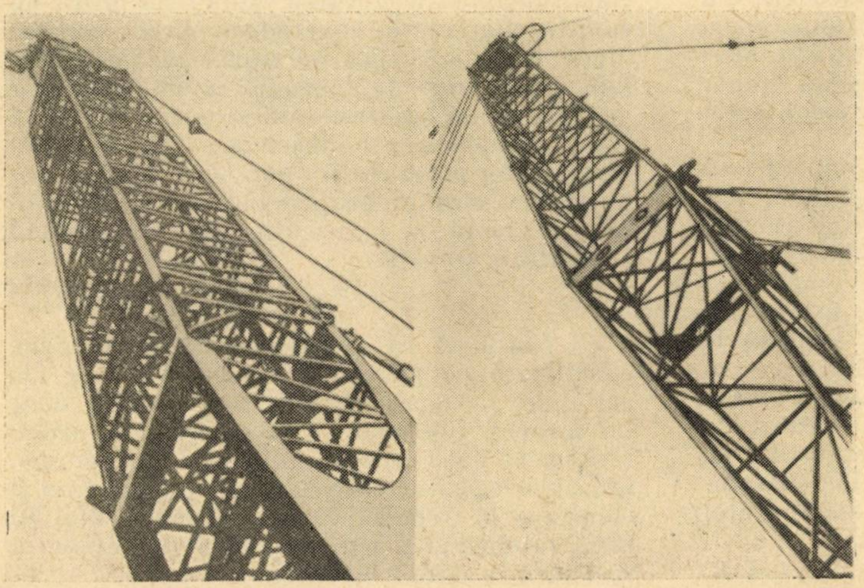

a) b)

Fig. 1

Ponderea acestor oțeluri în economia siderurgică a determinat ca să li se acorde o deosebită atenție în vederea ridicării caracteristicilor mecanice, fără însă a greva sensibil condițiile de elaborare în masă și implicit costul lor.

În baza unor cercetări sistematice [7] s-a asimilat și la noi în țară fabricația unei mărci de oțel slab aliat cu mangan 17M13 — STAS 6928—64 ; utilizarea lui mai este însă privită cu rezerve din partea proiectanților, sudabilitatea lui nefiind încă bine determinată. Cercetări ulterioare [8] au urmărit ridicarea rezistenței acestei mărci 17M13 prin adaos de titan, obținîndu-se la primele încercări de elaborare rezultate deosebit de bune. Din păcate, cercetările au fost întrerupte și fabricația acestui oțel nu a ajuns să fie încă asimilată.

Un exemplu de utilizare rațională la noi în țară a acestui oțel slab aliat cu mangan — marca 17M13 — o constituie fabricația de vagoane de mare tonaj de la Uzina de vagoane din Arad în construcție sudată. Prin introducerea oțelului 17M13 s-a redus greutatea proprie a vagoanelor cu 2 200 kg, respectiv cu circa 17 % din greutatea vagoanelor construite din OL 38 [9].

În afară de aceste oțeluri de masă cu rezistență ridicată — cuprinse în parte în STAS 6928—64 — în ultimii ani au mai apărut pe plan mondial și *oțelurile ultrarezistente*, cu limita de curgere mai mare de 70 kgf/mm². Mărirea accentuată a caracteristicilor mecanice, menținînd totuși o tenacitate ridicată, se obține prin microalierea cu bor, zircon și altele, fără însă a implica instalații speciale de elaborare. La aceste oțeluri se mai aplică tratamente termomecanice, îmbunătățiri imediat după laminare [11].

Din această grupă a oțelurilor ultrarezistente, cu tratamente de îmbunătățire după laminare, este în curs de extindere utilizarea oțelului T1, elaborat inițial de US Steel Corporation și în curs de asimilare în siderurgia din Republica Federală Germană [11]. Limita de curgere ridicată de 70 kgf/mm², asociată cu o reziliență pe epruvete Charpy V de 4 kgfm/cm², deschide largi perspective utilizării acestui oțel în construcții grele cu încărcări statice preponderente : macarale, vagoane de mare tonaj, recipienți sub presiune. Reducerea greutății proprii a construcțiilor obținută cu oțelul T1 atinge între 20 și 40 % față de construcțiile din OL 38 și chiar față de construcțiile din oțelul 17M13 [11].

În figura 1 se prezintă comparativ construcția sudată a unui element de macara din St 52, echivalent cu 17M13 — a, și din oțelul T1 — b [11]. Asigurîndu-se aceeași rigiditate, construcția din

Oțeluri de masă cu rezistențe ridicate *Tabela 1*

Nr. crt.	Țara	Marca	Compoziția chimică, %										Caracteristici mecanice minime					Temp. rev. C°
			C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	Mo	V	W	Alte elemente	σ_r	$\sigma_{0,2}$	δ	KCU		
													kgf/mm²		%	kgfm/cm²		
1	Austria	Aldur 50/65	0,22	0,44	1,62	—	—	—	—	—	—	0,052 Al	71	58	18	14	+20	
2	Austria	Aldur 55/68	0,20	0,54	1,60	—	—	—	—	—	—	0,060 Al	72	59	19	8,5	+20	
3	R.D.G.	18 MnSi	0,20	0,60	1,5	—	—	—	—	—	—	0,25 Ti	60	45	20	7	+20	
4	R.D.G.	18 MnSiVS	0,20	0,60	1,5	—	—	—	—	0,25	—		60	45	20	7	+20	
5	R.F.G.	HSB 55	0,20	0,45	0,9	—	1,10	1,10	0,12	—	—	0,15 Ti	68	46	18	8	0	
6	R.F.G.	BH42K	0,20	0,50	0,5	—	—	—	—	—	—	0,15 Ti	66	42	21	9	+20	
7	R.F.G.	BH46K	0,22	0,45	1,3	—	—	—	0,12	—	—	0,15 Ti	70	46	22	7	+20	
8	R.F.G	FB 70	0,22	0,45	1,6	—	—	—	0,12	0,18	—	0,02 N	74	45	20	—	—	
9	R.S.C.	—	0,22	0,55	1,3	0,6	—	—	—	—	—	—	70	40	20	—	—	
10	U.R.S.S.	14XCS	0,17	0,7	1,3	0,8	—	—	—	—	—	—	—	46	21	7,5	−20	
11	U.R.S.S.	19 G	0,22	0,4	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	45	23	7,3	−40	
12	U.R.S.S.	NL2	0,18	0,5	0,8	0,8	0,7	0,5	—	—	—	—	60	42	28	7	−40	
13	S.U.A.	Rep 65	0,15	0,15	1,10	—	1,5	1,4	0,30	—	—	—	60	46	20	—	—	
14	S.U.A.	Rep. 70	0,20	0,15	1,10	—	1,75	1,5	0,30	—	—	—	63	49	18	—	—	
15	S.U.A.	NAXTRA 80	0,15	0,70	0,80	0,6	—	—	0,15	—	—	0,007 Zr	71	59	26	9	−18	
16	S.U.A.	T 1	0,15	0,60	0,90	0,5	0,9	0,3	0,50	—	—	0,003 B	95	70	18	5	−10	
17	Anglia	Rex. 539	0,37	1,6	1,6	0,1	1,8	—	0,40	0,2	—	—	190	163	—	—	—	350°
18	U.R.S.S.	37CGNV2	0,37	0,24	1,2	1,5	1,5	—	—	—	1,9	—	205	171	—	6	+20	400
19	U.R.S.S.	45CN2SV2	0,45	1,00	0,4	1,3	2,3	—	—	—	2,9	—	225	191	—	4	+20	400
20	S.U.A.	AlSi4340	0,40	0,25	0,75	0,8	1,8	—	0,25	—	—	—	133	126	15	5	+20	495
21	S.U.A.	300 M-Tricent	0,43	1,60	0,8	0,8	1,8	—	0,38	0,08	—	—	209	170	8	3	+20	260

oțelul T1 are o greutate proprie cu 20 % mai redusă. Profilele zvelte introduse evidențiază din plin posibilitațile largi oferite de acest oțel în reducerea greutății proprii a construcțiilor.

Situația mult controversată a utilizării acestor oțeluri în construcții metalice sudate ilustrează în mod deosebit eficacitatea introducerii criteriilor judicioase de alegere a mărcii de oțel. Apariția avariilor prin rupere fragilă, adevărate catastrofe înregistrate chiar și în ultimii ani — vase, poduri, macarale etc. — a determinat ca să se treacă la diferențierea foarte strînsă a calității oțelurilor de masă, ținînd seamă de sudabilitatea lor. O dată cu această subclasificare a mărcilor uzuale de oțel, înscrisă, de altfel, în anumite norme și standarde, de exemplu DIN 17100, s-a impus și fixarea unor criterii de alegere pentru a se împiedica excesele de precauție ale proiectanților. Influența factorilor determinanți pentru rezistența îmbinării sudate ca: starea poliaxială de tensiune — favorizată de grosimea crescîndă a elementelor sudate — care duce la fragilizarea cusăturii, cum și particularitățile regimului de încărcare — șoc, temperatură etc. — este apreciată prin diverși coeficienți pe baza cărora se evaluează așa-numite cifre de periclitate [2], [4]. Corespunzător valorilor atinse de aceste cifre de periclitate se prescrie alegerea unui oțel necalmat, semicalmat sau calmat pentru construcțiile de poduri, nave, macarale și recipienți sub presiune. Asemenea condiții diferențiate de apreciere a calității oțelului lipsesc în standardele și prescripțiile de calcul din țară, îngreuind proiectanților noștri alegerea oțelului adecvat.

2. *Stabilirea regimului de încărcare*

După alegerea oțelului fie în funcție de mărcile disponibile, fie impuse de specificul construcției — reducerea greutății sau a dimensiunilor, condiții speciale de încărcare și exploatare etc. — apare necesară dimensionarea corespunzătoare, cu un consum minim de oțel și cu o rezistență suficientă. Dimensionarea clasică bazată pe adoptarea unor tensiuni admisibile, raportate numai la cifrele de rezistență — limita de curgere, de fluaj, de oboseală — stabilite prin încercarea epruvetelor, s-a dovedit în multe cazuri nesatisfăcătoare.

Între altele, avariile prin rupere fragilă înregistrate în ultimele decenii au relevat necesitatea asigurării tenacității oțelului în diversele condiții de exploatare, cum sînt : viteze mari de deformare, temperaturi scăzute, stări de tensiuni poliaxiale divergente.

Dintre ultimele catastrofe provocate prin rupere fragilă, se prezintă în figura 2 a și b avaria vasului S. S. Ponagansett, în portul Boston, în decembrie 1947, și explozia turbinei cu abur de joasă presiune 165 MW, în decembrie 1954 la o probă de suprataturație de 8,6 % [15].

Dimensionarea rațională, economică și durabilă, este asigurată numai prin *metodele moderne de calcul*, care se bazează pe rezistența în ansamblu a construcţiei în complexitatea efectivă a condiţiilor de încărcare existente în exploatare. Această dimensionare implică, în primul rînd, determinarea cît mai riguroasă a regimului de solicitare.

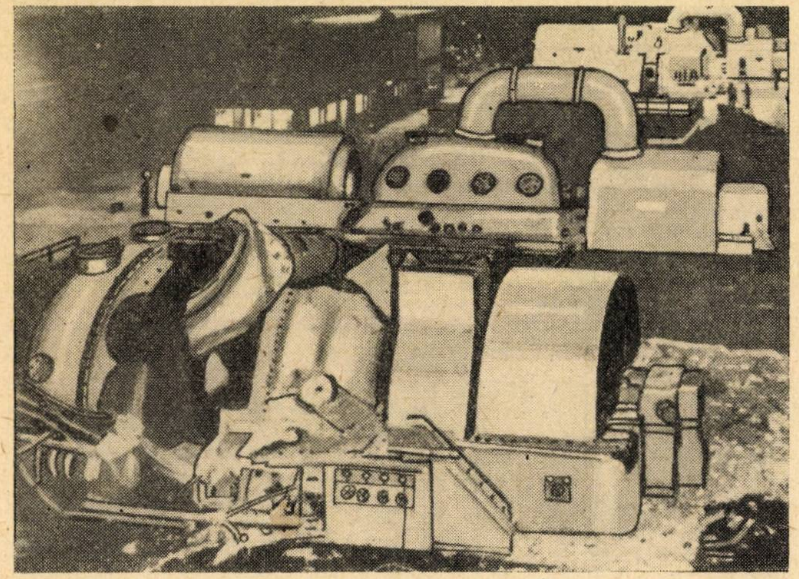


Fig. 2-a

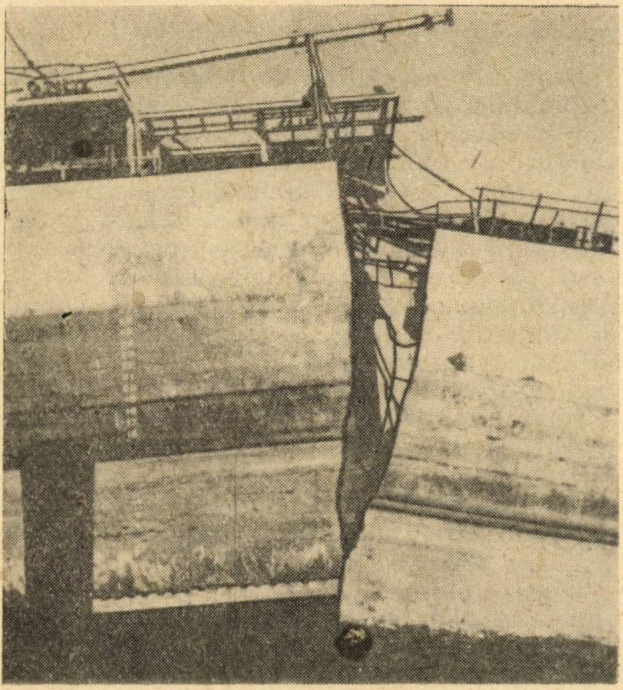


Fig. 2-b

La proiectarea construcţiilor noi, condiţiile de încărcare — mărimea tensiunilor, frecvenţa şi numărul ciclurilor — sînt apreciate pe baza indicaţiilor din literatura de specialitate şi din experienţa proprie acumulată. Această apreciere este afectată inerent de subiectivitatea proiectantului şi este susceptibilă de supra- sau subdimensionări. O determinare a regimului real de solicitare se obţine, de obicei, prin măsurări electrotensometrice asupra construcţiei în cadrul unei probe de exploatare a prototipului sau a unui exemplar din fabricaţia curentă.

Din înregistrarea variaţiei tensiunii în cursul probei se pot stabili riguros frecvenţele încărcărilor de diferite intensităţi, care să stea la baza dimensionării.

În figura 3 se prezintă înregistrarea variaţiei tensiunilor la şasiul unui autocamion într-o cursă de probă pe o autostradă şi pe o şosea cu gropi, obţinută prin măsurări electrotensometrice. Figura este completată cu analiza frecvenţei tensiunilor de diferite mărimi [12]. Ţinînd seamă de mărimea tensiunilor şi regimul lor de aplicare — numărul ciclurilor, frecvenţa, periodicitatea — se aplică dimensionarea corespunzătoare.

Regimul de încărcări statice se limitează în prezent univoc printr-un număr de cel mult 10^4 cicluri — solicitări oscilante oligociclice — şi pînă la viteze de solicitări de 50 kgf/mm^2. s. Numai atunci cînd în exploatare se depăşesc aceste limite, se reclamă o dimensionare la oboseală şi luarea în considerare a rezistenţei dinamice a oţelurilor.

În regimul cu solicitări oscilante se practică dimensionarea la durabilitate teoretic *nelimitată* sau pentru o anumită durabilitate *limitată*. O dimensionare pentru o durabilitate practic nelimitată, implicînd adeseori construcţii voluminoase şi utilizarea unor oţeluri de calităţi superioare, nu mai este în prezent generalizată în construcţia de maşini. Urmărindu-se reducerea costului construcţiilor se recurge tot mai mult la *dimensionări la durabilitate limitată* pentru un anumit număr de solicitări. Importanţa restrîngerii intenţionate a limitării numărului de încărcări pentru care se dimensionează reiese evident din analiza diagramei Wöhler prezentată în figura 4 (curba 1 — probe netede; curba 2 — probe cu crestături); o dată cu acceptarea unui număr mai restrîns de încărcări în exploatare, tensiunea admisibilă creşte sensibil şi astfel se permite reducerea dimensiunilor şi utilizarea eventuală a unor oţeluri cu rezistenţă mai scăzută.

De altfel, dimensionarea pentru durabilitate nelimitată apare discutabilă şi din punctul de vedere al uzurii morale a construcţiei. Prin progresul rapid al tehnicii contemporane se ajunge tot mai mult ca degradarea mecanică să fie precedată de uzura morală prin devansarea performanţelor construcţiei, de exemplu în industria de autovehicule, aviaţie.

De remarcat pentru munca de proiectare este că în analiza regimului cu solicitări oscilante, cu toate investigaţiile ample efectuate pînă în prezent, apar încă aspecte neelucidate. Rezultatele încercărilor la oboseală cu solicitări aplicate continuu sînt infirmate de practica exploatării.

Prin întreruperea încărcării la anumite intervale se ajunge la o majorare a numărului de cicluri suportate pînă la ruperea piesei de 5 pînă la 10 ori, atribuite unui fenomen de *odihnire* a materialului.

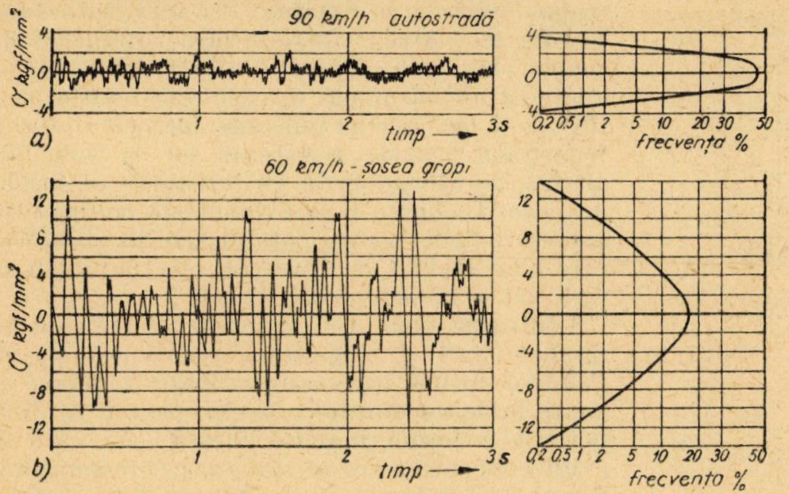


Fig. 3

Se citează ca exemplu rezultatele obținute în ultimii ani la încercarea cablurilor [6]. Același cablu solicitat oscilant continuu se rupe la 6,5.10^6 cicluri, pentru ca într-un regim intermitent de 8 ore, încărcarea la aceeași solicitare și 16 ore pauză să se atingă 40,5.10^6 cicluri. Explicația acestor rezultate nu este încă dată, iar degradarea mai rapidă la un regim continuu ar putea fi afectată și de o eventuală încălzire a cablului în cursul încărcărilor continue.

Practica exploatării a învederat, de asemenea, capacitatea de *antrenare* a oțelurilor în cazul unei încărcări oscilante de amplitudine progresivă [6]. Influența cantitativă a antrenării nu a fost încă stabilită.

Pentru elucidarea acestor două fenomene — odihnire și antrenare — care intervin în orice regim de exploatare din construcția de mașini sînt în prezent în curs ample cercetări pe plan mondial efectuate cu mașini de încercat la oboseală, automate cu program, cu solicitări de amplitudini și frecvențe variabile, corespunzătoare înregistrărilor efectuate la încercările în serviciu ale prototipurilor.

3. *Controlul calității*

Cunoașterea comportării mecanice a oțelurilor reclamă, în primul rînd, *determinarea temeinică a tuturor caracteristicilor* necesare bazelor de proiectare și înscrise în condițiile de recepție ale diverselor mărci. Aceste caracteristici se stabilesc prin încercările curente și obligatorii prescrise prin standarde.

Cunoașterea compoziției chimice și a caracteristicilor mecanice uzuale — rezistență, limită de curgere, alungire, reziliență — nu este însă totdeauna suficientă. Se impune, de la caz la caz, executarea unor *încercări suplimentare* la diverse temperaturi și viteze de solicitare, cum și încercări speciale.

O dată introduse toate încercările necesare și suficiente pentru controlul producției siderurgice este necesar să se treacă la o *evaluare statistică* a frecvenței rezultatelor și a cîmpului de împrăștiere. În această direcție institutele de cercetări de metale din străinătate întreprind în ultimii ani ample investigații, urmărindu-se asigurarea constanței calității.

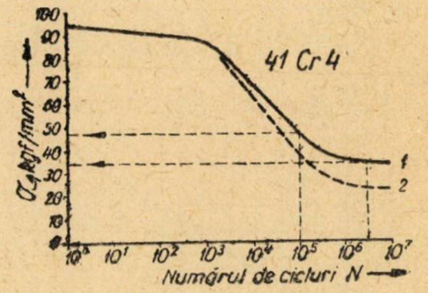


Fig. 4

Prin cunoașterea caracteristicilor medii și a frecvenței lor se poate urmări cantitativ ridicarea calității fabricației, permițîndu-se ca în viitor să se înlocuiască valorile minimale din standarde, care constituie actualele baze de dimensionare. Astfel, din ancheta întreprinsă în R.F.G. la oțelurile St 37, s-a constatat — din peste 6 000 rezultate examinate — că 99,7 % din rezultatele încercărilor de tracțiune prezintă o limită de curgere mai mare de 27 kgf/mm^2, limita minimă normalizată fiind de 24 kgf/mm^2.

O asemenea analiză statistică a rezultatelor încercărilor de încovoiere rotativă efectuată în țară pe oțelurile carbon de calitate STAS 880—50 este prezentată în figura 5. Se remarcă un cîmp larg de împrăștiere în funcție de certitudinea statistică acceptată [10].

Caracteristicile oțelurilor fabricate în țară necesare proiectărilor sînt încă incomplet examinate. În afară de caracteristicile înscrise în standarde — limitate la rezultatele încercărilor de tracțiune statică, de reziliență, duritate — se mai reclamă în anumite cazuri determinarea sistematică a rezistențelor de oboseală, limita de curgere la cald, rezistența la fluaj, reziliența pe epruvete cu crestătură V, temperatura de tranziție pentru reziliență și altele. Necunoașterea tuturor caracteristicilor care definesc comportarea oțelului în diferite condiții de exploatare constituie o serioasă dificultate pentru proiectanți la aprecierea oțelurilor fabricate în țară.

În ultimii ani s-au elaborat standardele pentru reglementarea univocă a acestor încercări. Rămîne însă ca aceste încercări să fie încadrate în controlul permanent al industriei siderurgice, pentru ca pe baza rezultatelor obținute, evaluate statistic, să se treacă la fixarea valorilor caracteristicilor mecanice respective, care să fie înscrise apoi în standardele de oțeluri.

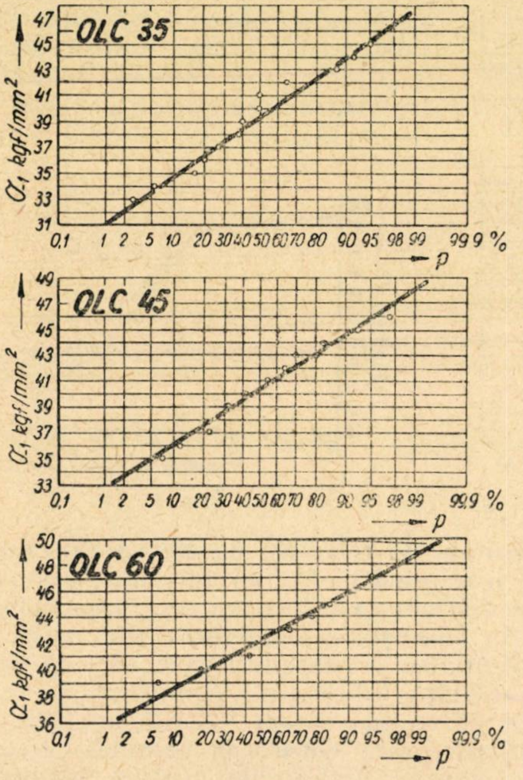


Fig. 5

Determinarea acestor caracteristici, examinate deocamdată numai sporadic, trebuie să constituie o preocupare permanentă pentru laboratoarele uzinelor. De altfel urmărirea continuă a tuturor caracteristicilor și evaluarea statistică a rezultatelor obținute constituie un criteriu obiectiv și cantitativ de apreciere a ridicării calității fabricației.

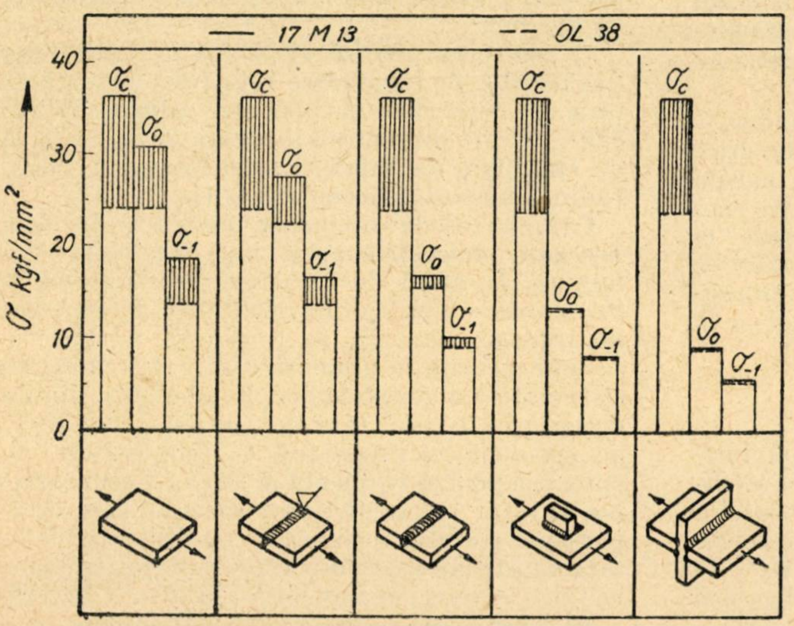


Fig. 6

Utilizarea oțelurilor cu rezistență ridicată în regim oscilant și dinamic nu este totdeauna justificată. Astfel introducerea oțelurilor de construcții slab aliate — STAS 6928—64 — apare rațională numai în cazul încărcărilor statice și al încărcărilor pulsante, întrucît datorită tenacității scăzute rezistența lor la solicitări alternante ajunge egală cu rezistența oțelurilor nealiate. În figura 6 se evidențiază comparativ caracteristicile pentru oțelul OL 38 și 17M13 care s-au stabilit la încercări efectuate atît în țară, cît și în străinătate [1], [7].

Utilizarea unui oțel cu rezistență ridicată nu implică însă și asigurarea rezistenței piesei. Printr-o formă necorespunzătoare a *piesei* se poate periclita durabilitatea ei, pentru ca dimpotrivă o formă judicios aleasă — la care se evită concentratorii, se dirijează corespunzător fluxul de forță și se reduc tensiunile proprii — poate să asigure unei piese din oțel, chiar de calitate inferioară, o rezistență mai ridicată.

Importanța formei constructive a piesei este ilustrată în figurile 6 și 7 prin indicarea variației rezistenței la solicitări statice, pulsante și alternante la diverse îmbinări sudate din OL 38 și 17M13 și la o cuplă sudată de un arbore.

Necesitatea *examinării rezistenței piesei* sau chiar a întregii construcții este astăzi unanim recunoscută. Rezistența și tenacitatea metalului stabilite prin încercări de laborator pe epruvete constituie numai unul dintre elementele determinante ale comportării mecanice a construcției. Dacă nu se ține seamă decît de faptul că epruvetele, de o formă geometrică simplă și de dimensiuni reduse, se prelevă din semifabricate sau piese de dimensiuni mari, concludența rezultatelor apare discutabilă, întrucît în cadrul volumului de metal al epruvetei nu este asigurată înglobarea neomogenității inerente a metalului și nici influența eventuală a tensiunilor proprii existente în piesa examinată.

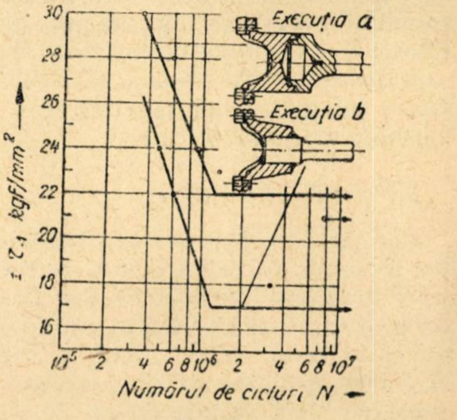


Fig. 7

Lipsa de concludență riguroasă a încercărilor mecanice clasice de laborator a impus în numeroase cazuri *introducerea unor încercări convenționale*, care reeditează într-o anumită măsură situația specifică a piesei. Astfel, de exemplu, din examinarea cauzelor ruperilor fragile din

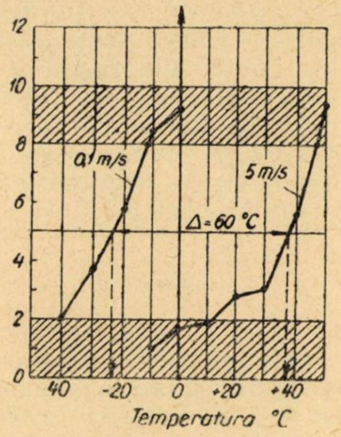


Fig. 8

oțelul St 52, echivalent cu 17M13, s-a impus la profile cu grosimi mai mari de 20 mm încercarea de sudabilitate prin îndoirea sudurii de încărcare, reeditîndu-se situația îmbinării dintre inimă și platbandă la profilele sudate, unde de fapt s-au înregistrat de obicei amorsele ruperilor [7].

Examinarea comportării tenaco-fragile a oțelurilor constituie încă obiectul unor numeroase cercetări. Susceptibilitatea la rupere fragilă, pierderea tenacității oțelului, sînt urmărite prin diverse încercări mecanice speciale, înregistrîndu-se în prezent peste 100 încercări [13], care, în principal, tind să releve influența factorilor hotărîtori : starea de tensiune poliaxială divergentă, coborîrea temperaturii și viteza mare de deformare. O metodă unică cu o concludență unanim acceptată nu a reușit încă să se impună pe plan mondial. Deocamdată se consideră că prin încercările de reziliență cu epruvete cu crestături în *U* și *V*, la temperaturi normale și scăzute, se pot stabili anumite criterii de apreciere pentru tenacitatea oțelului.

Din urmărirea variației rezilienței în funcție de temperatura de încercare se mai stabilește temperatura de tranziție, temperatură la care se produce o scădere bruscă a rezistenței și ruptura își schimbă caracterul. În figura 8 se indică determinarea temperaturii de tranziție pe epruvete „Coheracie“ (Schnadt) la viteze de 0,1 și 5 m/s. Această temperatură constituie un criteriu important de apreciere a comportării tenacofragile a oțelurilor [14].

De o concludență deosebită sînt rezultatele *încercărilor efectuate pe organe de mașini, elemente de construcții sau chiar pe construcții întregi.*

La asemenea încercări se examinează pe de o parte solicitarea materialului, iar pe de altă parte durabilitatea în exploatare. Eficiența încercărilor este condiționată de reproducerea cît mai riguroasă a regimului de încărcare din exploatare, întrucît numai din comportare în exploatare rezultă concluzii certe asupra performanțelor tehnico-economice ale construcției.

Încercări de durabilitate pentru organele de mașini se execută în țară la rulmenți, cabluri, roți dințate, bandaje, articulații cuțit-perniță și altele.

Posibilitățile largi oferite de tehnica încercărilor și de tensometria modernă permit stabilirea riguroasă a gradului de solicitare în oricare element de construcție. Astfel, se poate trece la o reducere sensibilă a coeficientului de siguranță, această rezervă a necunoștințelor proiectanților asupra condițiilor de încărcare și a comportării metalelor care are implicații economice însemnate.

Este de remarcat faptul că și în țară s-au întreprins în ultimii ani asemenea încercări ale organelor de mașini și ale construcțiilor. Între altele, se menționează încercarea pînă la distrugere violentă prin tamponare a vagoanelor de mare tonaj construite de uzina de vagoane Arad din oțel 17M13 în execuție sudată. În timpul încercărilor de exploatare s-au efectuat măsurări electrotensometrice în diversele elemente ale șasiului, care au permis, între altele, și determinarea coeficientului real de impact. În figura 9 se prezintă controlul mărcilor tenso-

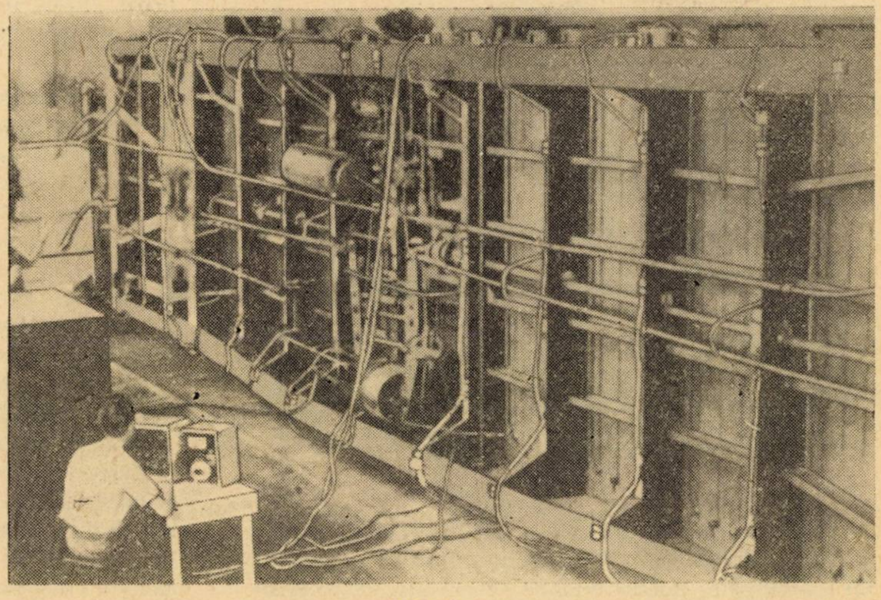
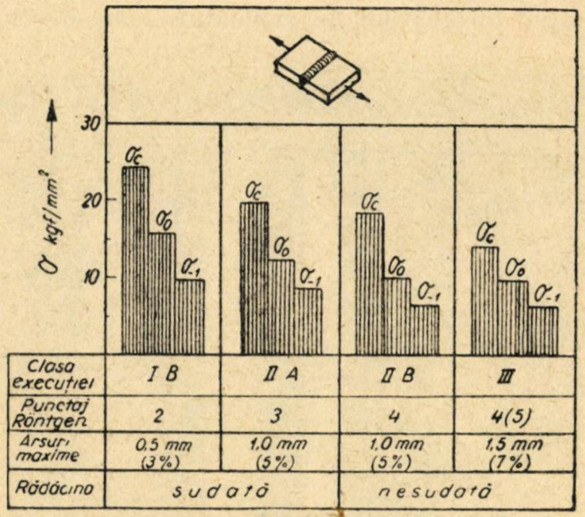


Fig. 9

metrice lipite pe şasiu, operaţie efectuată înainte de cursa de probă.

La fabricaţia de serie, cîmpul cel mai propice pentru a introduce economii în consumul de oţel, sînt deosebit de eficace *examinările tensometrice ale prototipurilor* şi ale exemplarelor din seria zero. Prin măsurarea amănunţită a tensiunilor în diferitele piese se descoperă atît zonele eventual suprasolicitate, cît şi zonele subsolicitate, care apar inerent datorită imposibilităţii practice de a urmări în multe cazuri prin calcule condiţiile complexe de încărcare. Pe baza rezultatelor acestor măsurări se poate reconsidera dimensionarea pentru o mai judicioasă repartizare a metalului. Este evident că aceste încercări reclamă timp, prelungind perioada de experimentare, în schimb reprezintă verificarea cea mai sigură a durabilităţii. Avantajele acestei examinări justifică pe deplin introducerea ei.

Tendinţa de a reduce dimensiunile piesei la minimul necesar şi suficient, deci a se asigura economia de oţel, reflectată în coborîrea *coeficientului de siguranţă cît mai apropiat de 1*, reclamă, pe lîngă cunoaşterea solicitărilor efective, şi asigurarea calităţii prescrise oţelurilor. Tehnica avansată a examinărilor nedistructive permite introducerea unui control continuu şi chiar automat pentru anumite piese [3]. Evitînd introducerea în ansamblu a elementelor cu defecte (incluziuni, sufluri, sudări incomplete, fisuri etc.) se asigură rezistenţa construcţiei în exploatare, durabilitatea ei în limitele acceptate la proiectare.



Clasa execuţiei	I B	II A	II B	III
Punctaj Röntgen	2	3	4	4(5)
Arsuri maxime	0.5 mm (3%)	1.0 mm (5%)	1.0 mm (5%)	1.5 mm (7%)
Rădăcina	sudată		nesudată	

Fig. 10

Încercarea mecanică a epruvetelor sau a pieselor cu defecte de diferite mărimi, inerente în fabricaţie, permite să se determine caracteristicile mecanice corespunzătoare, care apoi pot fi luate drept baze certe de proiectare. În figura 10 sînt indicate valorile limitei de curgere şi a limitelor de oboseală, pulsantă nul şi alternantă ($\sigma_{0,2}$; σ_0; σ_{-1}) pentru o îmbinare sudată în capete la diferite clase de execuţie apreciate în baza punctajului de defecte identificate la o examinare roentgenografică [1].

Între problemele ridicate de asigurarea durabilităţii trebuie să se mai menţioneze acţiunile de *protejare împotriva coroziunii* întreprinse pe plan mondial. Tehnica modernă a acoperirilor cu straturi subţiri din răşini sintetice a dat rezultate deosebit de bune, deschizînd largi perspective atît pentru eliminarea surplusurilor de grosime la dimensionare, cît mai ales pentru împiedicarea degradării progresive a rezistenţei oţelului sub acţiunea agenţilor corosivi [3], [6].

Concluzii

Din expunerea sumară a cîtorva din multiplele aspecte ale problemei de o deosebită actualitate privind raţionalizarea economică a consumului de oţel în industria constructoare de maşini, se desprinde necesitatea mobilizării cadrelor tehnice din ţară într-o acţiune colectivă în vederea soluţionării eficiente şi într-un timp cît mai redus. Se consideră că utilizarea raţională a oţelurilor reclamă în principal:

— asigurarea fabricaţiei oţelurilor de o calitate corespunzătoare, uniformă şi constantă;

— producerea de oţeluri de masă slab aliate a căror pondere este determinantă în consumul de oţel:

— asigurarea tuturor caracteristicilor mecanice necesare aprecierii comportării oţelurilor în exploatare printr-un control amplu şi continuu;

— coordonarea încercărilor curente executate în laboratoarele uzinelor, stabilindu-se, pe baze statistice, limitele caracteristicilor asigurate în fabricaţie pentru a fi încadrate în standarde;

— aplicarea largă a metodelor de control nedistructiv asupra produselor;

— proiectarea judicioasă cu o alegere critică a oţelurilor, urmărind folosirea mărcii cu caracteristicile minime necesare şi suficiente;

— aplicarea metodelor moderne de calcul în proiectare, ţinînd seamă de rezistenţa construcţiilor în ansamblul lor;

— experimentarea prototipurilor, la orice producţie de serie;

— luarea măsurilor pentru prevenirea degradărilor prin coroziune.

Pentru o deplină informare şi orientare a cadrelor tehnice din uzine şi din proiectare se consideră deosebit de binevenită activitatea serviciului de consultare care este în curs de organizare la Institutul de cercetări metalurgice. Prin acest serviciu se vor da consumatorilor toate lămuririle necesare asupra mărcilor de oţel fabricate în ţară şi ale domeniilor lor de utilizare raţională.

Printr-o permanentă colaborare între siderurgi, proiectanţi, tehnologi şi cercetători din laboratoare se consideră că se va putea ajunge într-un timp scurt la realizarea unor construcţii mai economice şi totuşi cu durabilitate suficientă utilizînd „*oţelul potrivit la locul potrivit*".

---

[1] *Beckert, M.* şi *Neumann, A.* Grundlagen der Schweisstechnik. Berlin, Verlag Technik, 1964.

[2] *Bierett, G.* Güteauswahl der Stähle für geschweisster Konstruktionen mit Hilfe eines einfachen Klassifizierungsschemes. In: Bauingenieur, nr. 6, 1959.

[3] *Colombier, L.* Le contrôle de la fabrication et de la qualité en métallurgie. In : Revue de Métallurgie, Paris, 1964.

[4] *Klöppel, L.* Sicherheit und Güteanförderung bei verschiedenen Arten geschweisster Konstruktionen. In : Schweissen und Schneiden, nr. 6, 1954, — Sonderheft.

[5] *Koch, P.* Stand der Festigkeits — und Dauerfestigkeitsforschung an geschweisster Wellen bei Torsionsbeanspruchung. In : Schweisstechnik **15**, nr. 12, 1965.

[6] *Küntscher, W.*, *Kulke, N.* Baustähle der Welt. Leipzig. Deutscher Verlag für Grundwerkstoffe, 1964.

[7] *Nădăşan, Şt,. Ioviţiu, E.*, *Raţiu, M.* şi *Michels, I.* Cercetări asupra sudării oţelului OLX 52. In : Studii şi cercetări ştiinţe tehnice, Timişoara, 1958.

[8] *Nădăşan, Şt.* şi *Ioviţiu, E.* Contribuţii la studiul oţelului OLX 52 cu adaos de titan. In : Studii şi cercetări ştiinţe tehnice, Timişoara, 1961.

[9] *Nădăşan, Şt.* şi *Ioviţiu, E.* Contribuţii la fabricarea vagoanelor de mare tonaj din oţel OLX 52 în construcţie sudată. În : Studii şi cercetări ştiinţe tehnice, Timişoara, 1962.

[10] *Nădăşan, Şt.*, *Bernath, Al.*, *Ioviţiu, E.* şi *Safta, V.* Contribuţii la determinarea rezistenţei la oboseală la oţelurile nealiate. Consfătuire de sudură şi încercări de metale, Timişoara, 1962.

[11] *Neuhaus, W.*, *Dick, W.* şi *Degenkolb, I.* Erfahrungen bei der Herstellung wasservergüteter Bleche aus schweissbaren Baustahl mit einer Streckgrenze von rund 70 kp/mm². In : Stahl und Eisen **85**, nr. 3, 1965.

[12] *Pfeiffer, E.* Möglichkeiten der experimentellen Ermittlung von Betriebsbelastungen. Institut für Leichtbau Mitteilungen **3**, nr. 1, 1964.

[13] *Rühl, K.* Die Sprödbruchsicherheit von Stahlkonstruktionen. Düsseldorf, Werner Verlag, 1959.

[14] *Schnadt, H.* Journée d'étude des ponts-routes métalliques soudés. Paris, 1964.

[15] *Sczepanski, M.* The brittleness of Steel. New York, John Wiley & Sons, 1963.

CZ 629.114.2: 338.062.4

Unele aspecte caracteristice ale organizării fabricaţiei în cadrul diversificării producţiei de tractoare

FRANCISC SIMOCA

Diversificarea producţiei de tractoare. Mecanizarea raţională a lucrărilor agricole, în stadiul actual al agrotehnicii, necesită o gamă variată de tractoare, atît ca putere, respectiv forţă de tracţiune, cît şi ca tip :

— tractoare cu un ax (motocultoare) pentru culturi intensive pe parcele mici (sere, grădinărit, pepiniere) ;

— tractoare de putere mijlocie, pe roţi, pentru mecanizarea lucrărilor cu consum redus de energie (cosit, greblat etc.), lucrări şi transporturi în interiorul gospodăriei ;

— tractoare de putere mijlocie pe roţi şi pe şenile, specializate pentru mecanizarea lucrărilor din viticultură, pomicultură, legumicultură, lucrări pe pante ;

— tractoare pe şenile de putere mijlocie pentru lucrările de bază în soluri grele şi cu umiditate ridicată ;

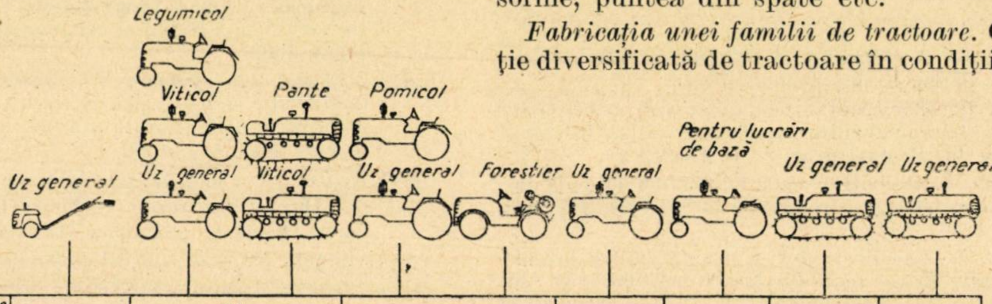
— tractoare pe roţi, de mare productivitate, pentru culturi cerealiere în gospodării mari specializate ;

— tractoare pe şenile grele pentru lucrări de hidroameliorări, pentru desfundat etc.

Aceste tractoare de tipuri şi mărimi diferite, grupate pe clase după forţa de tracţiune (parametrul de bază în clasificarea tractoarelor), respectiv după puterea motorului, formează un sistem unitar de tractoare (fig. 1).

Fiecare clasă de tractoare comportă un model de bază şi mai multe variante constructive derivate din modelul de bază. În general, tractoarele care au acelaşi motor se încadrează în aceeaşi clasă, chiar dacă forţa de tracţiune este diferită în funcţie de sistemul de rulare respectiv (roţi sau şenile). Avînd în vedere diferenţa mare de forţă nominală de tracţiune între tractoarele pe roţi şi cele pe şenile cu motor de 65—70 CP (1,6 tf la tractorul pe roţi şi 4 tf la tractorul pe şenile), tractorul pe şenile a fost încadrat în clasa celor de 4 tf, deşi după puterea motorului s-ar încadra în clasa de 1,6 tf.

Familii de tractoare. În timp ce pentru satisfacerea cerinţelor agrotehnice sînt necesare tractoare de tipuri şi mărimi diferite, cerinţele unei exploatări şi fabricaţii economice impun o cît mai mare unificare din punct de vedere constructiv a tractoarelor. Din această cauză, constructorii de tractoare au realizat familii de tractoare, avînd un număr important de piese interschimbabile. Unificarea în cadrul unei familii de tractoare se asigură prin folosirea unei serii unificate de motoare (familii de motoare, uneori cu cilindri unitari) ; a unei serii unificate de transmisii ; a unui sistem unificat de direcție; un sistem hidraulic unificat; o concepție unitară de construcție și de formă.



Clasa de tracțiune, tf	0,2	0,9	1,6	2	3	4	6
Puterea motorului, CP	10-12	40 - 45	65 - 70	100 - 110		65-70	125
Numărul de cilindri	1*	3	4	6		4	6*

* Nu se încadrează în familia de motoare (3, 4, 6 cilindri)

Fig. 1

Dintre familiile de tractoare realizate de întreprinderile constructoare mai cunoscute se menționează: Zetor 2011 (20 CP), 3011 (30 CP) 4011(45 CP); Fiat — 215 (20 CP), 315 (35 CP), 415 (45 CP), 615 (66 CP); Ford — Dextra 2000 (37 CP), Super Dextra 3000 (46 CP), Major 4000 (55 CP), Super Major 5000 (65 CP) și 6000 (75 CP) Massey-Ferguson MF-130 (30 CP), MF-135 (45,5 CP), MF-165 (58 CP), MF-175 (66,4 CP), MF-1100 (100 CP); John Deere-1010 (41 CP), 2010 (53 CP), 3020 (77 CP), 4020 (98 CP); Deutz (motoare cu cilindri unitari răcite cu aer) D-15 (15 CP), D-25 (25 CP), D-30 (30 CP), D-40 (40 CP), D-55 (55 CP), D-80 (75 CP); Renault-Super 3 (22 CP), Super 5 (35 CP), Super 6 (40 CP), Super 7 (42 CP).

Unificarea în cadrul unei familii de tractoare se asigură atît pe verticală (între variantele unei clase), în acest caz majoritatea ansamblelor principale, inclusiv motorul fiind comune, cît și pe orizontală (între clase). Astfel, de exemplu, la clasa de tractoare pe roți Fiat-415 (universal, îngust, cu înălțime de trecere mare, 4 roți motrice) unificarea ajunge pînă la 85—90%. De asemenea, la variantele unei clase de tractoare Massey-Ferguson sînt identice: motorul, cutia de viteze, ambreiajul, transmisia pînă la trompele diferențialului (diferite pentru tractoarele cu înălțime mare de trecere și pentru cele de vie), sistemul hidraulic, sistemul electric, capotajele, accesoriile, sistemul de agregare etc.; la tractoarele din clasele MF-135 și MF-165 cutiile de viteze sînt identice; diferă numai perechea de pinioane de la intrare, fiind de asemenea identică transmisia pînă la axa punții din spate. Sistemul hidraulic în general este comun la o familie, cilindrii hidraulici și barele fiind dimensionate după puterea motorului; sînt comune de asemenea, sistemul electric, capotajele, accesoriile, puntea din spate etc.

Fabricația unei familii de tractoare. O producție diversificată de tractoare în condițiile actuale corespunde unei fabricații de serie mijlocie. Organizarea fabricației și echipamentul tehnologic trebuie să permită aplicarea rapidă a unor perfecționări în construcția tractoarelor, adaptarea unor mașini și utilaje agricole noi cu cheltuieli suplimentare minime, adică trebuie să asigure o fabricație flexibilă bazată pe un program de fabricație cuprinzînd mai multe tipuri și mărimi de tractoare. Această caracteristică a fabricației prezintă o importanță deosebită în cazul exportului de tractoare cînd trebuie satisfăcute cererile externe.

Pentru asigurarea flexibilității fabricației se impun o serie de măsuri privind organizarea și dotarea fiecărui compartiment dintr-o uzină constructoare de tractoare cu producție diversificată.

Astfel, pregătirea tehnologică a fabricației trebuie să asigure desfășurarea continuă a procesului de producție și realizarea tractoarelor la un preț de cost cît mai scăzut. În acest scop, trebuie să se aibă în vedere, în primul rînd, o încărcare uniformă a utilajelor tehnologice. Este totuși de semnalat că în cazul unei producții diversificate de tractoare o încărcare continuă a tuturor utilajelor nu este întotdeauna posibilă. Astfel, încărcarea anumitor utilaje specifice unor prelucrări de piese mari ale unui anumit tip de tractor (de exemplu, mașini de prelucrat carcase) este asigurată numai în perioada programării fabricației tractorului respectiv.

Pentru a putea satisface cerințele beneficiarilor și a ține seamă de dezvoltarea tehnicii în construcția de tractoare este necesar să se aplice metoda accelerată de pregătire și asimilare a fabricației tipurilor noi sau a variantelor noi de tractoare.

Metoda accelerată de pregătire și asimilare este o metodă mixtă paralel-succesivă și constă în împărțirea întregii lucrări de pregătire și asimilare în etape egale ca durată (etape sincronizate). Unele etape se reunesc în stadii, în așa fel ca etapele respective să se poată executa simultan.

Prin aplicarea metodei accelerate, timpul de pregătire și asimilare a fabricației unui produs nou se reduce de 2—3 ori, îmbunătățindu-se în același timp și indicatorii activității economice a întreprinderii.

În legătură cu prelucrările prin deformare la cald trebuie luate în considerare trei aspecte tehnico-organizatorice :

— restrîngerea sortimentelor de materiale din punct de vedere dimensional (prin aplicarea preforjării) și calitativ ;

— organizarea de linii de forjare în flux ;

— tratamentul termic al pieselor forjate înainte de livrare.

Restrîngerea sortimentelor de materiale ușurează aprovizionarea și asigură o mai ușoară stăpînire a tratamentelor termice, îmbunătățind prin aceasta calitățile de așchiere ale pieselor forjate.

Prin preforjare se reduce uzura matrițelor.

Organizarea de linii de forjare în flux prezintă avantaje privind creșterea productivității muncii și îmbunătățirea calității pieselor forjate.

Pentru asigurarea unei calități uniforme de așchiere și descongestionarea atelierului de tratamente termice, fiecare piesă forjată (axe, roți dințate etc.) se supune unui tratament termic de recoacere înainte de livrare. Această măsură prezintă importanță la serii mici și mijlocii de piese, întrucît probele de duritate și de prelucrare folosite la fabricația de serie mare sau de masă nu sînt aplicabile.

Reducerea sortimentelor de table (grosimi și calități) este o măsură importantă pentru raționalizarea procesului tehnologic din atelierul de presare la rece. Utilizarea tablei negre este complet exclusă avînd în vedere faptul că uzează sculele și are o maleabilitate necorespunzătoare.

Ținînd seamă de varietatea reperelor din tablă și numărul destul de mare de piese care se execută prin presare la rece, este neapărat necesar să se aibă în vedere stabilirea de loturi optime în cadrul comenzilor interne. Cu toate acestea în cazul unei fabricații de tipuri diferite de tractoare, intervin numeroase schimbări de matrițe la piese (reprezentînd pînă la 20% din fondul de timp).

Pentru reducerea timpilor de pregătire se iau o serie de măsuri, de altfel cunoscute, constînd în dotarea atelierului cu mijloace speciale de depozitare, manipulare, montare și demontare a matrițelor (macarale cu braț, mese de ridicat tip foarfece etc.). Legarea în flux a preselor prin jgheaburi, căi cu role sau alte mijloace de transport se aplică și în acest atelier.

În atelierul de montat subansamblele din tablă se utilizează benzi de transport. Principiul montajului în flux continuu se aplică în general la ansamble mari cu aripi, rezervoare, capote etc., fără o depozitare intermediară, care la aceste ansamble ar necesita suprafețe mari.

Astfel, piesele mari componente ale unui ansamblu se asamblează cu ajutorul unor dispozitive de prindere sau cu puncte de sudură, apoi ansamblul astfel pregătit se așază pe banda de transport care-l duce la locurile (cabine) de sudură ; aici sînt depozitate reperele mici necesare confecționării ansamblului respectiv. Sudorul ia ansamblul, execută sudura corespunzătoare locului său de lucru și apoi pune ansamblul pe bandă care îl trece la locul de sudură următor. În acest fel ansamblul parcurge locurile de sudură unul după altul și în final, curățat, îndreptat și controlat, se depozitează.

Sistemul de lucru permite executarea unor ansamble din tablă de diferite forme și mărimi în loturi diferite.

Pentru atelierul de prelucrări prin așchiere, în cazul fabricației de tractoare se pot considera, ca piese caracteristice, carcasele transmisiei, ale punții din spate, ale ambreiajului etc. Organizarea prelucrării mecanice a acestor carcase constituie problema de bază dintr-o fabrică de tractoare cu producție diversificată.

Prin numărul de carcase care se prelucrează lunar (circa 2 000—2 500 buc.), ele se încadrează într-o fabricație de piese de serie mijlocie.

Organizarea fabricației pentru uzinarea rațională și economică a carcaselor se stabilește luîndu-se în considerare cele trei metode principale de producție în atelierele mecanice de prelucrare : grupe de mașini ; linie de mașini și agregate în flux continuu ; linie transfer.

După cum rezultă din diferite calcule economice, varianta cea mai economică pentru o serie mijlocie de piese este metoda de prelucrare pe o linie în flux continuu. Această variantă, pe lîngă faptul că asigură prețul de cost cel mai redus, mai prezintă avantajul posibilității unei adaptări rapide și economice la prelucrarea carcaselor de construcții diferite.

O astfel de linie, de exemplu pentru prelucrarea unei carcase de transmisie, se compune din mai multe maşini universale şi o serie de maşini speciale, legate între ele prin diferite dispozitive de transport.

Maşinile speciale (maşinile agregat) se compun în general dintr-un corp de bază care înglobează instalaţia electrică, cea hidraulică şi dispozitivul de fixare a piesei (prinsă pe cărucior). Pe acest corp sînt montate elementele care servesc la prelucrarea pieselor sub formă de unităţi de frezat, de găurit etc. Astfel, în cazul unor modificări constructive ale carcasei, sînt afectate numai capetele de prelucrare care se modifică sau se înlocuiesc.

După prelucrarea suprafeţei de bază şi a găurilor de fixare, carcasa se montează pe un cărucior, care se deplasează manual de la o staţie de prelucrare la alta.

Introducerea căruciorului în staţie se face tot manual cu ajutorul unei plăci rotative. În staţie, ansamblul cărucior şi piesă se blochează pneumatic.

Cărucioarele sînt astfel construite încît permit modificări ale carcasei în anumite limite, fără cheltuieli suplimentare deosebite.

Carcasa, după ce a parcurs toate staţiile de prelucrare, se curăţă de şpan, se debavurează, se spală şi se controlează după principiul controlului statistic. Căruciorul suport este readus în mod automat la staţia de încărcare.

Montajul trebuie, de asemenea, astfel organizat ca să permită asamblarea unor tipuri şi modele diferite de tractoare, în cantităţi variabile, adică trebuie să satisfacă cerinţele unei fabricaţii flexibile. Astfel, pentru montajul subansamblelor se prevăd benzi de montaj cu dispozitive de fixare universale.

Pentru montajul final se utilizează linii de montaj cu viteze variabile prevăzute cu cărucioare care permit, prin modificări neînsemnate montarea diferitelor tipuri de tractoare. Benzile pentru montaj final sînt prevăzute cu instalaţii speciale de ridicare la staţia de montat motorul şi axa din faţă.

Legătura dintre montajul ansamblelor şi montajul final se realizează printr-un depozit mobil suspendat. Ansamblele montate sînt aşezate pe şei de transport universale într-o anumită ordine, circulînd cu o viteză constantă în aşa fel ca la un interval de 1,5—2 min trece un set de ansamble în faţa unui loc de montaj.

Avînd în vedere faptul că tactul benzii de montaj final variază între 6 şi 12 min, fiecare montator are la dispoziţie ansamblele necesare.

Pentru vopsire, fiecare piesă de tablă trece printr-o instalaţie de vopsire unde este spălată, decapată, fosfatată, grunduită şi vopsită cu grund şi lac de temperatură.

Transmisiile, axele din faţă, direcţia şi alte părţi ale corpului tractorului trec printr-o instalaţie de spălare şi uscare, ajungînd într-o cabină unde sînt stropite cu un lac pe bază de răşini sintetice care se usucă la aer.

Concluzii. Pentru asigurarea unei economicităţi cît mai înalte în condiţiile unei fabricaţii de tractoare de serie mijlocie, respectiv pentru realizarea unui preţ de cost cît mai redus, sînt neapărat necesare : unificarea diferitelor modele de tractoare în cadrul unei familii şi unor sisteme unitare de tractoare şi organizarea fabricaţiei corespunzător cerinţelor unei serii mijlocii pe de o parte, iar pe de altă parte, asigurarea unei fabricaţii flexibile care să se poată adapta uşor progresului tehnic rapid în construcţia tractoarelor.

CZ. 66:621.643.411

Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică (I)

Dr. ing. ALEXANDRU PAVEL

Mandrinarea este tipul de asamblare nedemontabilă folosită pe scară largă în construcţia de aparate pentru rafinăriile de petrol, uzinele chimice şi petrochimice, industria energetică etc., care, în cazul aparaturii tubulare, are ca scop realizarea unei îmbinări etanşe şi rezistente între ţevi şi plăcile tubulare în care acestea se fixează. Mandrinarea constă, de fapt, în lărgirea la rece (evazarea) a capetelor ţevilor în locaşuri.

Procesul de mandrinare cuprinde două faze principale: lărgirea preliminară a ţevii, pînă cînd aceasta vine în contact cu suprafaţa locaşului (epuizarea jocului dintre ţeavă şi locaş), şi lărgirea suplimentară a ţevii prin deformare plastică (remanentă), concomitent cu o deformare elastică a locaşului.

Materialul ţevii, fiind deformat plastic, umple toate spaţiile dintre ţeavă şi locaş, asigurînd etanşeitatea necesară.

Prin încetarea presiunii de mandrinare, pereţii locaşului, fiind deformaţi elastic, tind să revină în poziţia iniţială; această tendinţă este însă anulată de ţeava deformată remanent, ceea ce duce la exercitarea unei apăsări radiale, care provoacă un fretaj al ţevii în locaş, asigurîndu-se astfel rezistenţa necesară îmbinării.

Rezultă deci că, pentru a obţine o îmbinare prin mandrinare etanşă şi rezistentă, este necesar ca limita de curgere a materialului ţevii să fie mai mică decît limita de curgere a materialului plăcii tubulare.

Aşa cum se va vedea mai departe, rezistenţa şi etanşeitatea îmbinărilor prin mandrinare depind de gradul de mandrinare sau cuplul motor aplicat mandrinei, de raportul dintre proprietăţile metalului ţevii şi cele ale metalului locaşului din placa tubulară, de starea suprafeţelor în contact, de prezenţa şi mărimea capetelor de ţeavă petrecute în afara plăcii (răsfrînte sau nu), de viteza şi de procedeul de mandrinare, de numărul de role ale mandrinei etc.

Metodele de calcul la rezistenţă şi etanşeitate elaborate pînă în prezent pentru îmbinările prin mandrinare pot fi împărţite, în general, în două grupe:

— metode bazate, în principal, pe date experimentale acumulate de-a lungul unei îndelungate perioade de realizări practice [1]—[8], [18], [21], [42], [43], [53]; în majoritate aceste metode nu sînt suficient de bine fundamentate din punct de vedere teoretic;

— metode analitice, bazate pe particularizări ale problemei plane ale teoriei elasticităţii [11], [44] sau plasticităţii [12] — [15]; aceste metode au fost numai parţial şi în cazuri cu totul particulare verificate experimental, sînt foarte complicate şi, din această cauză, au un domeniu restrîns de aplicare şi valabilitate.

În lucrarea de faţă vor fi prezentate metodele de calcul citate în literatura de specialitate mai ales în ultimii 20 de ani. De reţinut însă că lucrări interesante au fost publicate în acest domeniu şi înaintea acestei perioade. Unele [12] — [16] dintre aceste lucrări se întîlnesc uneori citate în lucrări mai recente [11].

Condiţii de rezistenţă şi etanşeitate pentru îmbinările prin mandrinare

Metode şi formule empirice. Dacă se notează:

Q_1 — forţa totală care încarcă axial o singură ţeavă din fascicului tubular;

d_2 — diametrul exterior al ţevii;

q_{lim} — rezistenţa admisibilă limită a unei îmbinări prin mandrinare, considerată egală cu forţa axială, capabilă să smulgă ţeava mandrinată din locaşul plăcii tubulare, raportată la 1 cm din perimetrul exterior al ţevii pentru un anumit coeficient de siguranţă;

q_{ef} — rezistenţa efectivă a unei îmbinări prin mandrinare,

atunci condiţia de rezistenţă şi etanşeitate pentru îmbinările prin mandrinare, recomandată în cele mai multe lucrări de specialitate [1], [2], [4], [6], [18], [21], se poate exprima astfel:

$$q_{ef} = \frac{Q_1}{\pi d_2} \leqslant q_{lim}. \qquad (1)$$

Pentru o mandrinare de calitate şi pentru cazul cînd eforturile termice se neglijează, q_{lim}

nu trebuie să depășească următoarele valori [1], [2], [4] – [7], [21]:

— pentru țevi mandrinate lis, fără răsfrîngere (bercluire, bordurare), în locașuri cilindrice (fig. 1, *b*);

$$q_{lim} = 40 \text{ kgf/cm};$$

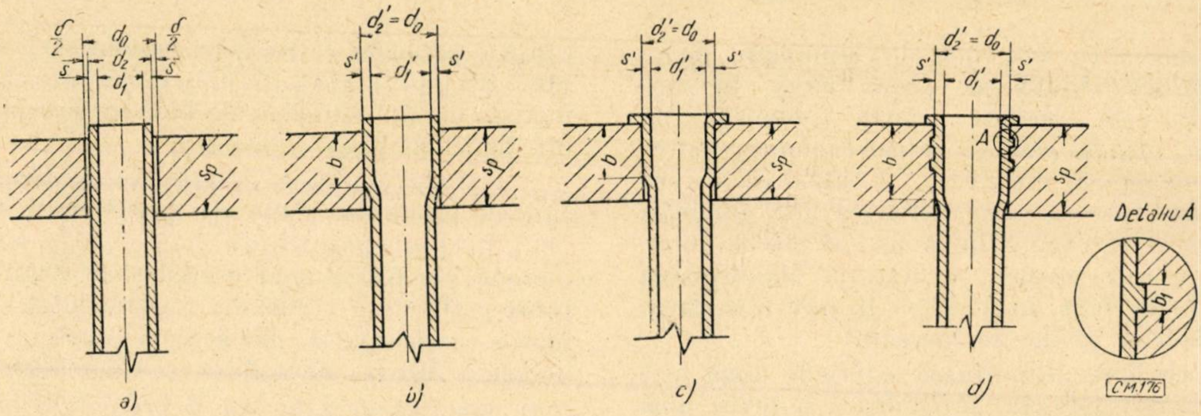


Fig. 1

—pentru țevi mandrinate lis în locașuri cilindrice, cu răsfrîngere (bercluire, bordurare) numai la un capăt (fig. 1, *c*):

$$q_{lim} = 50 \text{ kgf/cm};$$

— pentru țevi mandrinate lis în locașuri cilindrice, cu ambele capete răsfrînte (bercluite, bordurate) sau țevi mandrinate în locașuri cilindrice cu renuri (nuturi, canale circulare) (fig. 1, *d*):

$$q_{lim} = 70 \text{ kgf/cm}.$$

Dacă la efectuarea calculelor de verificare au fost prinse și tensiunile termice care apar în sistem, aceste valori maxim admisibile se majorează cu 30–50% [1], [2], [4], [6], putîndu-se merge chiar pînă la $q_{lim} = 120$ kgf/cm [7].

Tabela 1

Rezistența la smulgere a țevilor mandrinate într-o placă tubulară $s_p = 25$ mm *[1], [2], [7]*

Diametrul țevii, mm		Forța de smulgere, kgf	
exterior d_2	interior d_1	mandrinare lisă	mandrinare cu renuri*
21	14	4 800	7 600
27	20	3 500	9 000
33	27	3 900	9 400
44	36	5 300	10 000
60	50	5 800	peste 10 000
78	63	6 200	

* Renurile, în număr de două, au avut adîncimea de 0,5 mm și lățimea de 5 mm

Se menționează [5], [6] că, la stabilirea valorilor indicate pentru q_{lim}, drept condiție critică a servit nu rezistența la smulgere a îmbinărilor prin mandrinare (care este de ordinul tonelor, tabelele 1 și 2), ci asigurarea și menținerea etanșeității acestor îmbinări. Se menționează, de asemenea, că valorile indicate anterior pentru q_{lim} sînt rezultatul unei activități practice de mulți ani în sectorul construcției de aparatură de schimb de căldură.

Tabela 2

Rezistența la smulgere a țevilor mandrinate *[44]*

Grosimea plăcii tubulare s_p, mm,	Marca oțelului (după GOST)		Diametrul exterior al țevii d_2, mm	Gradul de mandrinare H**, %	Presiunea de probă hidraulică p_p, kgf/cm²	Forța de smulgere, kgf
	pentru țevi	pentru placa tubulară				
50	15HM	12HM	25	1,8	500	7 200
50*	15HM	12HM	25	0,91	500	6 200
50	15HM	12HM	25	1,6	500	7 100
50*	15HM	12HM	25	1,6	500	6 500
50	15HM	12HM	25	1,36	500	6 300
50*	15HM	12HM	25	1,36	500	6 800
50	10	4T	29	0,82	500	8 700
50*	10	4T	29	0,8	500	7 000
50	10	4T	29	2,4	500	6 600
50*	10	4T	29	0,8	500	6 100
50	10	4T	29	2,4	500	6 700
50*	10	4T	29	2,4	500	7 800
20	10	20K	38	1,96	150	6 400
20*	10	20K	38	1,96	150	6 500
50	10	20K	38	1,67	500	10 000
50*	10	20K	38	0,80	500	9 000
20	10	20K	38	1,41	150	8 300
20*	10	20K	38	2,46	150	7 300
30	10	20K	44,5	1,67	250	7 500
30*	10	20K	44,5	0,89	250	7 200
30	10	20K	44,5	0,80	250	6 900
30*	10	20K	44,5	0,80	250	8 000
50	10	20K	57	1,33	500	11 500
50*	10	20K	57	1,47	500	11 300
50	10	20K	57	1,5	500	11 500
50*	10	20K	57	1,5	500	13 200

* Locașurile din aceste plăci tubulare au avut cîte o renură.
** Gradul de mandrinare H a fost calculat cu formula (62) (II).

Rezistența la smulgere indicată în tabelele 1 și 2 nu poate caracteriza funcționarea îmbinărilor prin mandrinare, întrucît valorile respective au fost obținute în condițiile în care placa tubulară nu preia solicitările care apar obișnuit în exploatare. Siguranța îmbinării prin mandrinare poate fi apreciată după valoarea acestei rezistențe numai dacă se determină influența eforturilor care apar datorită mandrinării țevilor, presiunii de regim sau probă, greutății proprii și a mediului tehnologic, diferențelor de temperatură, dilatațiilor împiedicate etc. O încercare de a stabili influența acestor din urmă factori a fost făcută în lucrarea [44], însă rezultatele obținute sînt discutabile.

Atunci cînd pentru mandrinarea lisă (fig. 1, *b*) nu poate fi îndeplinită condiția (1), se procedează la mandrinarea lisă cu răsfrîngere (fig. 1, *c*) sau mandrinarea cu renuri (fig. 1, *d*), pentru care, așa cum s-a arătat, $q_{lim} > 40$ kgf/cm. În legătură cu aceste măsuri se fac următoarele observații :

— răsfrîngerea are o influență pozitivă numai atunci cînd ea începe de la muchia locașului sau pătrunde chiar în interiorul lui (cu 1—2 mm sau chiar mai mult, în funcție de mărimea șanfrenării locașului) ; dacă nu este îndeplinită această condiție (adică răsfrîngerea începe deasupra muchiei locașului), rezistența berclului nu se va mai însuma cu rezistența porțiunii mandrinate, rezultînd astfel importanța deosebită a executării simultane (într-o singură operație) a răsfrîngerii și mandrinării propriu-zise ;

— practicarea renurilor ridică în mod apreciabil prețul de cost al îmbinării prin mandrinare, din care cauză folosirea lor se recomandă numai atunci cînd rezistența îmbinării nu poate fi asigurată prin mandrinare lisă cu răsfrîngere la ambele capete.

Influența prezenței renurilor (fig. 1, *d*) asupra capacității de rezistență a îmbinărilor prin mandrinare poate fi apreciată prin simpla comparare a rezistenței celei dintîi cu rezistența unei mandrinări lise (fig. 1, *b*).

Rezistența unei îmbinări prin mandrinare lisă (fig. 1, *b*) este :

$$P_1 = \pi d_0 b f \sigma_{rr},$$

iar rezistența unei îmbinări prin mandrinare cu o singură ramură, în ipoteza că eforturile de contact pe suprafața renurii sînt, practic, egale cu zero, este :

$$P_2 = P' + P'' = \pi\ d_0\,(b - b_1)\,f\,\sigma_{rr} + \pi\ d_0\,b_1\,\tau_a,$$

în care :

d_0 este diametrul locașului (fig. 1, *a*) ;
b — adîncimea de mandrinare (de cele mai multe ori egală cu grosimea plăcii tubulare, fig. 1, *b*, *c* și *d*) ;
b_1 — lățimea renurii (fig. 1, *c*) ;
f — coeficientul de frecare ;
σ_{rr} — tensiunea radială remanentă de la mandrinare (un mod de calcul pentru această tensiune este dat în lucrarea [44]) ;
τ_a — rezistența admisibilă la forfecare.

Valorile numerice P_1 și P_2, obținute [44] pe cale experimentală, sînt date în tabela 3.

Din tabela 3 rezultă că forța P_2 este cu aproximativ 30% mai mare decît forța P_1. Datele experimentale (tabela 2) arată însă că pentru aceleași condiții de realizare a îmbinării prin mandrinare (același *H*, aceeași clasă de precizie a suprafeței locașului, aceleași materiale pentru țevi și plăci tubulare), mandrinarea cu o singură renură este mai rezistentă decît cea lisă cu numai 10—15%. Aceasta pentru că metalul țevii, presat în renuri, nu lucrează în realitate la forfecare pe lățimea b_1, ci pe o lățime mai mică, întrucît renura nu se umple cu metal.

Tabela 3

Mandrinarea lisă și mandrinarea cu o singură renură. Compararea forțelor de smulgere [44]

Diametrul exterior al țevii d_2, mm	Gradul de mandrinare H*, %	Mandrinare cu o singură renură			Mandrinare lisă P_1, kgf	$\frac{P_2}{P_1} \cdot 100$, %
		P', kgf	P'', kgf	P_2, kgf		
25	1,58	1 960	4 500	6 460	4 800	135
29	2,18	2 280	6 260	8 540	6 680	127
44,5	1,42	3 340	8 500	11 840	9 000	131
57	1,47	4 280	9 500	13 780	10 300	133

* Gradul de mandrinare s-a calculat cu formula (62) (II).

În cazurile cînd q_{ef} nu satisface condiția (1) nici pentru mandrinarea cu renuri, se recomandă prevederea, între plăcile tubulare ale fasciculului, a unor tiranți (tensoare) de ancorare sau a unor țevi de legătură. Modul de calcul al acestor sisteme de ancorare, precum și calculul plăcilor tubulare ancorate, sînt expuse într-o oarecare măsură în literatura de specialitate [4], [5], [6].

Dacă se face ipoteza că toate țevile fasciculului tubular sînt încărcate uniform, rezultă :

$$Q_1 = \frac{Q_t}{n}, \tag{2}$$

în care :

Q_t este forța totală care încarcă axial întregul fascicul tubular ;
n — numărul total de țevi din fasciculul tubular.

În realitate însă, țevile fasciculului tubular nu sînt încărcate uniform, iar prin aplicarea formulei (2) se obține pentru q_{ef} o valoare medie.

Nu este greu de înțeles că sub acțiunea presiunii interioare sau a încărcărilor termice din țevi şi corp, ţevile aflate în centrul fasciculului tubular şi deci în centrul plăcii tubulare sînt mai încărcate decît cele periferice, datorită deformării plăcilor tubulare (fig. 2 : scheme de încărcare neuniformă a ţevilor fasciculului tubular : a) presiunea acţionează numai în spaţiul intertubular sau presiunea din spaţiul intertubular este mai mare decît presiunea din spaţiul tubular; b) presiunea acţionează numai în spaţiul tubular sau presiunea din spaţiul tubular este mai mare decît presiunea din spaţiul intertubular.

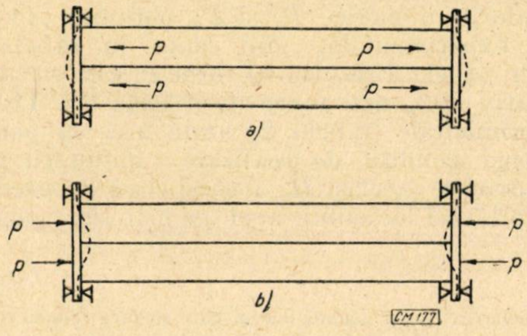


Fig. 2

Pentru aceleaşi condiţii, cu cît grosimea plăcii tubulare va fi mai mică şi diametrul său mai mare, cu atît ţevile centrale ale fasciculului vor fi mai încărcate (datorită presiunii interioare), faţă de cele periferice. Pentru plăci tubulare suficient de groase şi rigide însă, pentru care deformaţiile de încovoiere sînt foarte mici, se poate întîmpla totuşi ca sarcina Q_1 din ţevile centrale să fie mai mică decît cea calculată cu formula (2).

În general, sarcina reală Q_1' pentru ţeava centrală cea mai solicitată a fasciculului se determină în funcţie de Q_1 prin intermediul unui coeficient de neuniformitate de sarcină y, astfel :

$$Q_1' = y\,Q_1. \tag{3}$$

Atunci cînd se determină încărcarea din ţevile fasciculului, datorită presiunii interioare, coeficientul de neuniformitate se calculează cu formula [1], [2], [4] :

$$y = \frac{3}{1 + 27{,}6\,\dfrac{s_p^3\,L}{R_p^2\,F_t}} \tag{4}$$

sau, sub o altă formă :

$$y = \frac{R_p^2\,F_t}{0{,}333\,R_p^2\,F_t + 9{,}91\,s_p^3\,L}, \tag{5}$$

în care

R_p este raza plăcii tubulare ;
L — lungimea ţevilor fasciculului ;
s_p — grosimea plăcii tubulare ;
$F_t = nf_t$ — aria secţiunii transversale a fasciculului tubular (se consideră că toate ţevile fasciculului tubular sînt de aceeaşi dimensiune) ;
$f_t = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)$ — aria secţiunii transversale a unei ţevi din fascicul ;
d_1 — diametrul interior al ţevii.

De reţinut că formulele (4) şi (5) au fost stabilite pentru $\mu = 0{,}3$ (μ este coeficientul lui Poisson), ele putînd fi aplicate în tot domeniul în care este îndeplinită condiţia :

$$27{,}6\,\frac{s_p^3\,L}{R_p^2\,F_t} \leqslant 0{,}4 \tag{6}$$

sau :

$$\frac{s_p^3\,L}{R_p^2\,F_t} \leqslant 0{,}0145. \tag{7}$$

Pentru :

$$27{,}6\,\frac{s_p^3\,L}{R_p^2\,F_t} > 0{,}4 \tag{8}$$

sau :

$$\frac{s_p^3\,L}{R_p^2\,F_t} > 0{,}0145, \tag{9}$$

calculul coeficientului de neuniformitate se recomandă [1], [2], [4] să fie făcut cu următoarea formulă :

$$y_1 = y + \frac{1}{\dfrac{F_c}{F_t} + 1}\left[1 - \frac{y}{3}\right], \tag{10}$$

în care :

y se calculează cu formula (4) sau (5) ;
$F_c = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)$ reprezintă aria secţiunii transversale a corpului (mantalei) aparatului ;
D_e şi D_i — diametrul exterior şi, respectiv, interior al corpului (mantalei) aparatului.

Pentru cazul cînd se determină încărcarea din ţevile fasciculului datorită dilataţiilor împiedicate, în literatura de specialitate nu se întîlnesc, deocamdată, formule simple recomandate pentru calculul coeficientului de neuniformitate y. O apreciere calitativă şi, într-o oarecare măsură, şi cantitativă a neuniformităţii încărcării ţevilor fasciculului tubular, datorită neomogenităţii materialului şi neuniformităţii cîmpului de temperatură într-o secţiune transversală oarecare a aparatului, în cazul dilataţiilor împiedicate, se poate obţine prin folosirea metodelor de calcul prezentate în unele din lucrările publicate mai ales în ultima vreme [22]—[41]. Se menţionează însă că în majoritatea cazurilor aceste metode sînt laborioase, necesită cunoştinţe de matematici speciale şi un volum mare de calcul şi, la nivelul proiectării pe baza riglei de calcul, dau o productivitate foarte scăzută. Aceste metode vor putea fi folosite cu succes şi pe deplin justificat din punct de vedere economic numai atunci cînd se va trece la folosirea pe scară largă şi în proiectare a calculatoarelor electronice.

În unele lucrări [6], [42], condiţia de rezistenţă şi etanşeitate a îmbinărilor prin mandrinare este verificată prin verificarea condiţiei de „rezistenţă la smulgere”, exprimată cu următoarea formulă :

$$\sigma_m = \frac{Q_t}{nf} \leqslant \sigma_{am}, \tag{11}$$

în care :

σ_m este solicitarea efectivă de smulgere pe adîncimea mandrinării, kgf/cm² ;
σ_{am} — solicitarea admisibilă de smulgere pe adîncimea mandrinării (tabela 4), kgf/cm² ;
n — numărul total de ţevi din fasciculul tubular ;
Q_t — forţa totală care încarcă axial întregul fascicul tubular, kgf ;
f — aria secţiunii de calcul la smulgere a îmbinării prin mandrinare, cm² ;

se calculează cu formula :

$$f = (d_2 - d_1).b, \tag{12}$$

totodată trebuind să fie respectată următoarea condiţie :

$$f = (d_2 - d_1).b \leqslant 0{,}1\, d_2\, b\,; \tag{13}$$

d_2 — diametrul exterior al ţevii, cm ;
d_1 — diametrul interior al ţevii, cm ;
b — adîncimea de mandrinare (fig. 1, *a*, *b* şi *c*), cm.

Tabela 4

Valori recomandate pentru σ_{am} [6], [42]

Tipul mandrinării	σ_{am}, kgf/cm²
Mandrinare în locaşuri cilindrice netede	1 500
Mandrinare în locaşuri cilindrice cu renuri	3 000
Mandrinare în locaşuri cilindrice cu renuri şi răsfrîngerea capetelor	4 000

Referitor la „condiţia de rezistenţă la smulgere”, exprimată prin relaţia (11), se pot face mai multe observaţii.

De exemplu, încercînd o interpretare fizică a procesului de smulgere a ţevilor din îmbinările prin mandrinare sub acţiunea încărcărilor axiale este evident că expresia (11) nu corespunde modului de lucru al îmbinărilor prin mandrinare.

De altfel, această expresie nu este susceptibilă de o interpretare fizică riguroasă, deşi valorile indicate pentru σ_{am} sînt — aşa cum a dovedit-o practica de proiectare — satisfăcătoare. Se menţionează că în literatura de specialitate consultată de autor nu sînt cuprinse nici un fel de indicaţii cu privire la stabilirea expresiei (11) şi a valorilor σ_{am} indicate în tabela 4.

Riguros vorbind, valorile d_2 şi d_1 cuprinse în formulele (12) şi (13), ca şi valoarea d_2 din formula (1), corespund elementelor geometrice ale secţiunii ţevii după mandrinare. Se menţionează însă că nu se face o eroare prea mare (în orice caz sub 1%) dacă în calculele practice, de proiectare, se consideră :

$$d_1 \approx d_1', \text{ adică } d_1' - d_1 \approx 0\,;$$
$$d_2 \approx d_2', \text{ adică } d_2' - d_2 \approx 0\,;$$
$$s \approx s', \text{ adică } s - s' \approx 0,$$

în care :

d_1 şi d_1' reprezintă diametrul interior al ţevii înainte şi după mandrinare ;
d_2 şi d_2' — diametrul exterior al ţevii înainte şi după mandrinare ;
s şi s' — grosimea peretelui ţevii înainte şi după mandrinare.

În lucrările [6], [42] se precizează că în cazul probei hidraulice verificarea condiţiei de rezistenţă la smulgere (11) se face la presiunea cea mai mare a unuia din spaţii (tubular sau intertubular) — în celălalt spaţiu considerînd presiunea atmosferică. Aceasta pentru că proba hidraulică a celor două spaţii în cazul schimbătoarelor de căldură se face nu simultan, ci succesiv, în timpul probei unul din spaţii aflîndu-se la presiunea atmosferică. De observat însă că, dacă din punctul de vedere al solicitărilor efective de smulgere σ_m se fac distincţii între faza de regim şi faza de probă a aparatului, din punctul de vedere al precizării valorilor σ_{am} nu sînt date nici un fel de indicaţii limitative pentru cele două faze, avîndu-se în vedere invariabil numai valorile recomandate în tabela 4.

În ce priveşte valoarea forţei Q_t, indicaţiile cuprinse în literatura de specialitate sînt contradictorii. După unele surse de informare [6], această forţă este datorită numai presiunii interioare (de regim sau de probă). După alte surse de informare [42], forţa Q_t se datoreşte atît presiunii (de regim sau de probă), cît şi deformaţiilor termice (la regim). Inexistenţa unui punct de vedere comun şi în această problemă dovedeşte o dată în plus că, datorită caracterului său arbitrar şi insuficientei fundamentări teoretico-experimentale, condiţia (11) prezintă numai o valoare de orientare şi nu corespunde exigenţelor — încă prea modeste — ale practicii de proiectare.

Un alt mod de exprimare a condiţiei de rezistenţă (la smulgere) a îmbinărilor prin mandrinare, mai puţin cunoscut şi utilizat în ţara noastră, este cel prezentat în lucrarea [5].

Dacă σ_t^t este tensiunea axială termică* (în kgf/cm²) dintr-o țeavă oarecare a fasciculului tubular, atunci forța care va tinde să smulgă țeava respectivă din îmbinare va fi :

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (d_2' - d_1')^2 \sigma_t^t, \text{ kgf} \qquad (14)$$

unde d_2' și d_1' au semnificațiile anterioare (fig. 1).

Prelucrarea datelor experimentale obținute în condiții de laborator, uzină și șantier, a arătat însă că forța de distrugere a unei îmbinări prin mandrinare (forța de smulgere) poate fi calculată cu următoarea formulă :

$$P_d = 35\,(d_2' - d_1')\,s_p, \text{ kgf,} \qquad (15)$$

în care d_2' și d_1' se exprimă în mm ; s_p — grosimea plăcii tubulare, mm,
sau :

$$P_d = 3\,500\,(d_2' - d_1')\,s_p, \text{ kgf,} \qquad (16)$$

în care d_2', d_1' și s_p se exprimă în cm.

În consecință, smulgerea țevii din îmbinarea prin mandrinare nu se va produce atîta vreme cît va fi îndeplinită următoarea condiție :

$$P_1 < P_d, \qquad (17)$$

de unde rezultă :

$$\frac{\pi}{4} (d_2' + d_1')\,\sigma_t^t < 3\,500\,s_p\,.$$

Notînd :

$$\frac{d_2' + d_1'}{2} = d_m',$$

d_m' reprezentînd diametrul mediu al țevii după mandrinare, se obține :

$$\sigma_t^t < 2229\,\frac{s_p}{d_m'}, \text{ kgf/cm}^2. \qquad (18)$$

Expresia (18) reprezintă tocmai condiția pe care trebuie să o îndeplinească tensiunea axială termică σ_t^t pentru ca smulgerea țevii din îmbinare să nu poată avea loc.

Verificările efectuate de autor și de către alți cercetători [5] au arătat că, în general, această metodă duce la rezultate corecte numai atunci cînd tensiunile axiale de presiune lipsesc. Dacă aceste tensiuni nu lipsesc, avînd în vedere că și ele pot provoca sau pot contribui la smulgerea din mandrinare, în calculele de verificare va fi neapărat necesară luarea lor în considerare.

Se precizează de asemenea că formulele empirice (15) și (16) nu sînt complete. Este necesară reluarea experimentărilor respective, pentru a se stabili:

— condițiile restrictive dictate de asigurarea etanșeității ;

— domeniul de valabilitate (diametru, grosimi de perete, materiale, grosimea plăcii tubulare sau adîncimea de mandrinare etc.) ;

— dependența de gradul de mandrinare sau, eventual, de un alt indicator calitativ (momentul de răsucire la mandrinare etc.) al îmbinărilor prin mandrinare ;

— dependența de adîncimea de mandrinare ;

— influența prezenței renurilor, răsfrîngerii capetelor și, de asemenea, a petrecerii capetelor țevilor în afara plăcilor tubulare, în cazul mandrinării lise sau cu renuri fără răsfrîngerea capetelor ;

— dependența de rigiditatea plăcilor tubulare care este determinată atît de dimensiunile lor (grosime și diametru), cît și de numărul țevilor, pasul dintre țevi și modul de repartiție al țevilor fasciculului tubular.

Trebuie menționat că dintre cele trei metode de calcul prezentate, folosind formule empirice, se pare că aceasta din urmă va avea într-un viitor apropiat cele mai mari șanse de punere la punct și extindere în practica de proiectare, întrucît este fundamentată din punct de vedere teoretic și se pretează foarte bine cercetărilor experimentale, atît de laborator, cît și de uzină sau șantier de montaj. În plus această metodă prezintă avantajul că poate pune în evidență — separat și suficient de precis — rezistența și, respectiv, etanșeitatea îmbinărilor prin mandrinare.

Regulamentele [1], [2], [4], [5], [7], [18] privind confecționarea, montarea, probarea și exploatarea instalațiilor de cazane dau unele indicații practice în legătură cu alegerea lățimii *m* (fig. 3) a punții dintre două țevi alăturate, lățime care trebuie să asigure o rigiditate suficientă a construcției în timpul operației de mandrinare.

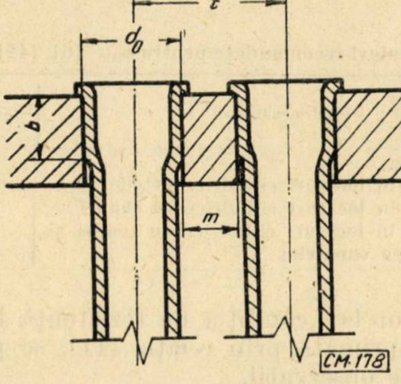


Fig. 3

Din cercetările experimentale efectuate și din activitatea practică îndelungată s-a constatat [1], [2], [4], [5], [7], [18] că secțiunea transversală minimă A_{min} a plăcii tubulare între două țevi alăturate trebuie să aibă următoarele valori:

---

* Calculată într-o secțiune traversînd îmbinarea prin mandrinare considerată.

— pentru placă tubulară din oțel, în care se mandrinează țevi cu diametrul exterior d_2 de 38 — 100 mm, $A_{min} = 180 - 450\ \text{mm}^2$;

— pentru placă tubulară din cupru, în care se mandrinează țevi cu diametrul exterior d_2 de 38 — 75 mm, $A_{min} = 340 - 850\ \text{mm}^2$.

Pentru valori intermediare ale diametrului țevilor se observă că, în general, se poate interpola liniar între valorile extreme indicate (la o creștere a diametrului d_2 de aproximativ 2,5 ori, se observă o creștere a secțiunii A_{min} cam de același ordin de mărime). În urma interpolării liniare se obțin următoarele expresii de calcul:

— pentru placă tubulară din oțel:

$$A_{min} = 4{,}355\ d_2 + 14{,}52\ \text{mm}^2; \qquad (19)$$

dacă $d_2 < 38$ mm, la stabilirea lui A_{min} se va considera $d_2 = 38$ mm; dacă $d_2 > 100$ mm, la stabilirea lui A_{min} se va considera $d_2 = 100$ mm [5];

— pentru placă tubulară din cupru:

$$A_{min} = 13{,}784\ d_2 - 183{,}79\ \text{mm}^2; \qquad (20)$$

dacă $d_2 < 38$ mm, la stabilirea lui A_{min} se va considera $d_2 = 38$ mm, iar dacă $d_2 > 75$ mm, la stabilirea lui A_{min} se va considera $d_2 = 75$ mm [5].

De remarcat că în unele lucrări [1], [2], [4], [7], [18], în urma interpolării liniare formale, pentru determinarea lui A_{min} în cazul plăcilor tubulare din oțel a fost obținută următoarea expresie:

$$A_{min} = 4{,}8\ d_2, \qquad (21)$$

care, după cum se vede, este diferită de expresiile (19) și (20). În (19), (20) și (21) d_2 se exprimă în mm.

Se recomandă [5], [21], [53] ca grosimea minimă a plăcii tubulare în cazul fixării țevilor prin mandrinare să fie determinată cu formulele:

— pentru placa tubulară din oțel:

$$s_{p\,min} = \frac{d_2}{8} + 5\ \text{mm} = 0{,}125\ d_2 + 5\ \text{mm}; \qquad (22)$$

— pentru placa tubulară din cupru:

$$s_{p\,min} = \frac{d_2}{5} + 10\ \text{mm} = 0{,}2\ d_2 + 10\ \text{mm}, \qquad (23)$$

în care d_2 se exprimă în mm.

Se menționează că formulele (22) și (23) sînt citate și în alte lucrări de specialitate [7], diametrul d_2 fiind însă înlocuit în mod acoperitor prin d_0 — diametrul locașului din placa tubulară în care se mandrinează țeava.

În instrucțiuni elaborate recent în diferite țări, care completează regulamentele despre care s-a vorbit anterior, se recomandă ca pentru placa tubulară din oțel să se folosesască — din motive de mandrinare — următoarele formule de calcul:

$$A_{min} = 4{,}4\ d_2 + 14{,}5\ \text{mm}^2; \qquad (24)$$

$$s_{p\ min} \geqslant 12\ \text{mm}, \qquad (25)$$

unde d_2 se exprimă în mm.

Întrucît secțiunea transversală minimă are valoarea (fig. 3):

$$A_{min} = m\ s_p, \qquad (26)$$

este evident că la dimensionarea plăcilor tubulare se poate merge în două direcții:

— se adoptă $s_{p\ min}$ și rezultă m:

$$m = \frac{A_{min}}{s_{p\ min}}; \qquad (27)$$

în acest caz se obțin, în general, valori mari pentru pasul t dintre țevi și deci dimensiuni mari pentru aparatura tubulară;

— se adoptă m_{min} și rezultă s_p:

$$s_p = \frac{A_{min}}{m_{min}}, \qquad (28)$$

obținîndu-se, în acest caz, în general, aparate tubulare mai compacte.

Avînd în vedere acest lucru, se recomandă ca la proiectare să se acorde preferință plăcilor tubulare mai groase, fără a fi neglijată însă necesitatea efectuării unui calcul de verificare a plăcii tubulare la solicitările termice sau de presiune.

În cazul schimbătoarelor de căldură confecționate din oțel obișnuit și lucrînd fără presiune, dacă diametrul interior al țevilor $d_1 < 50$ mm, atunci la alegerea — din considerente de mandrinare — a grosimii plăcii tubulare poate fi folosită următoarea formulă aproximativă [5]:

$$s_p \approx 0{,}4\ d_m, \qquad (29)$$

unde $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ reprezintă diametrul mediu al țevii.

Pentru aparatele de schimb de căldură folosite în rafinăriile de petrol și uzinele petrochimice, dacă diametrul exterior al țevilor $d_2 \geqslant 19$ mm, se recomandă [1]—[7], [18], [21] ca pasul dintre țevi să se aleagă conform relației:

$$t = (1{,}25 \div 1{,}35)\ d_2, \qquad (30)$$

dar în același timp să fie îndeplinită și condiția [5]:

$$m \geqslant 6\ \text{mm}. \qquad (31)$$

Normele americane TEMA (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Asociation, 1949), revăzute și reeditate [43], indică pentru calculul pasului în cazul ţevilor cu diametrul de la 5/8″ pînă la 1 1/2″ următoarea relaţie :

$$t \geqslant 1{,}25\ d_2. \tag{32}$$

Avînd în vedere relaţia (27) şi figura 3, pentru A_{min} se poate scrie următoarea expresie :

$$A_{min} = m\, s_{p\ min} = (t - d_0)\, s_{p\ min},\ \text{mm}^2, \tag{33}$$

în care $s_{p\ min}$ reprezintă grosimea minimă a plăcii tubulare fără adaos de coroziune, iar d_0 este diametrul locaşului din placa tubulară.

În calculele practice se consideră că valoarea d_0 nu se schimbă în timpul procesului de mandrinare.

Egalînd relaţiile (24) şi (33) şi efectuînd operaţiile respective de calcul, pentru $t = 1{,}25\ d_2$ şi $d_0 \approx d_2$ se obţine :

$$s_{p\ min} = \frac{14{,}5}{0{,}25\, d_2} + 17{,}6\ \text{mm}, \tag{34}$$

în care d_2 este exprimat în mm.

Dacă se are în vedere posibilitatea coroziunii bilaterale a plăcii tubulare şi dacă se admite un adaos minim de coroziune pe o singură parte ($c = 2$ mm), atunci rezultă :

$$s_{p\ min} = \frac{14{,}5}{0{,}25\ d_2} + 2\,c + 17{,}6\ \text{mm}$$

sau :

$$s_{p\ min} = 21{,}6\ \text{mm} + \frac{14{,}5}{0{,}25\ d_2}. \tag{35}$$

Pentru cîteva valori ale diametrului d_2, în tabela 5 este dată grosimea minimă admisibilă a plăcii tubulare, calculată cu formula (35).

Tabela 5

Grosimea minimă a plăcii tubulare (calculată cu formula 35)

Diametrul exterior al ţevii d_2*, mm	Grosimea minimă a plăcii tubulare $s_{p\ min}$, mm
25	23,9
28	23,7
32	23,4
38	23,1
45	22,9
50	22,8

*Conform STAS 404-59 .

Egalîndu-se relaţiile (33) şi (21) şi efectuîndu-se operaţiile auxiliare de calcul pentru $t = 1{,}25\ d_2$ şi $d_0 \approx d_2$, în unele lucrări de specialitate [1], [2], [4], [18] pentru determinarea mărimii $s_{p\ min}$ a fost obţinută următoarea formulă :

$$s_{p\ min} = \frac{4{,}8\ d_2}{t - d_2} = 19{,}2\ \text{mm}, \tag{36}$$

care, pentru $2\,c = 2.2 = 4$ mm, duce la următorul rezultat :

$$s_{p\ min} = 23{,}2\ \text{mm}. \tag{37}$$

Valorile $s_{p\ min}$ indicate în tabela 5 (şi nu valoarea dată de formula (36), cum se menţionează în unele lucrări [1], [2], [4], [18]) au fost avute în vedere la tipizarea schimbătoarelor de căldură în multe ţări (printre care şi în ţara noastră), cînd s-a precizat că în construcţia de schimbătoare de căldură cu fascicul tubular mandrinat destinate instalaţiilor de prelucrare şi chimizare a ţiţeiului şi a gazelor, grosimea minimă admisibilă a plăcilor tubulare este :

$$s_{p\ min} = 24\ \text{mm}.$$

În baza celor arătate (formulele 21 şi 35), autorul consideră că există — acolo unde este cazul — posibilitatea reducerii acestei valori (mai ales pe seama lui *c*) pînă la 21—22 mm, fără ca rigiditatea plăcii tubulare şi deci calitatea îmbinărilor prin mandrinare să fie afectate. În acest mod, în uzinele specializate în fabricarea aparatelor de schimb de căldură — Griviţa roşie, Uzina de utilaj chimic Ploieşti etc. — s-ar putea trece la valorificarea unei importante rezerve interne privind economia de materiale (oţeluri obişnuite, oţeluri aliate, materiale neferoase), foarte importantă mai ales în cazul materialelor deficitare (oţeluri aliate şi materiale neferoase) şi, de asemenea, la reducerea preţului de cost al fabricaţiei.

Pentru a arăta cît de importantă este această rezervă internă se face următoarea exemplificare. Se consideră un schimbător de căldură de tip rigid, ale cărui plăci tubulare au diametrul de 500 mm. Dacă grosimea minimă admisibilă a plăcii tubulare se reduce de la 24 la 23 mm (deci numai cu 1 mm), economia de metal care va rezulta pentru o singură placă tubulară va fi de aproximativ 1,6 kgf, iar pentru ambele plăci tubulare — de circa 3,2 kgf. Avînd în vedere că preţul de cost al schimbătoarelor termice se calculează pe unitatea de greutate (kgf sau tf) din greutatea metalică totală a lor, este evident că în acest mod se reduce şi preţul de cost, reducerea fiind cu atît mai importantă cu cît dimensiunile plăcilor tubulare sînt mai mari.

Metode şi formule analitice. Rezolvările teoretice date în diferite etape [12]—[15] pentru problema rezistenţei şi etanşeităţii îmbinărilor prin mandrinare s-au bazat, în general, pe problema plană a teoriei plasticităţii, particularizată pentru o placă infinită cu un singur orificiu. În consecinţă, soluţiile obţinute nu numai că sînt destul de complicate, dar pot fi aplicate numai pentru plăcile tubulare avînd spaţii (punţi) mari între două ţevi alăturate (bunăoară pentru plăcile tubulare ale cazanelor de înaltă presiune) şi nu sînt recomandate pentru schimbătoarele de căldură folosite în instalaţia de prelucrare a ţiţeiului, în uzinele chimice şi petrochimice etc.

În cele ce urmează se va prezenta pe scurt o metodă analitică de calcul elaborată [11] special pentru schimbătoarele de căldură folosite în industria petrolieră prelucrătoare, chimică, petrochimică etc. La stabilirea acestei metode s-au făcut unele ipoteze simplificatoare, care au permis ca îmbinarea prin mandrinare să fie privită ca o îmbinare prin fricțiune a două inele subțiri (fig. 4). Aceste ipoteze au fost:

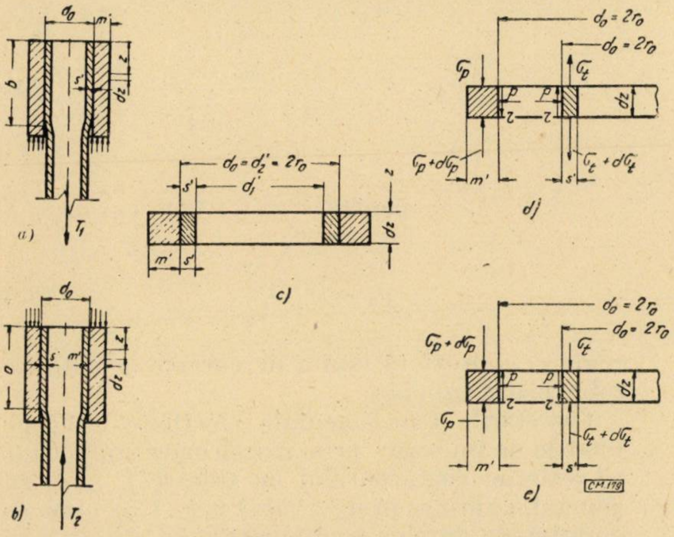


Fig. 4

— presiunea de contact dintre cele două inele subțiri (adică dintre țeava și placa tubulară) este constantă pe toată suprafața de contact atîta vreme cît îmbinarea prin mandrinare nu preia sau nu transmite nici un efort;

— rigiditatea țevii asigură o suficientă stabilitate a formei sale în domeniul deformațiilor elastice.

Dacă se încarcă îmbinarea prin mandrinare cu o forță axială T (fig. 4), se constată că presiunea de contact p_0, care acționează în mod uniform pe suprafața de contact, se redistribuie și devine p, valoare care variază în lungul axei țevii și care se mai numește și presiunea instantanee de contact. Pentru a stabili legea de variație a presiunii p se face apel la condiția de echilibru a elementelor de inel (țeavă și placă tubulară) și, de asemenea, la condiția de compatibilitate a deformațiilor radiale (fig. 4). Totodată se consideră că tensiunile tangențiale pe suprafața de contact τ și presiunea instantanee de contact p sînt corelate între ele prin legea lui Coulomb:

$$\tau = f . p, \tag{38}$$

unde f este coeficientul de frecare.

Din condiția de echilibru a elementelor de inel (fig. 4, *d* și 4, *e*), condiția de compatibilitate a deformațiilor și legea generalizată a lui Hooke (problema plană) au fost obținute [11] următoarele ecuații diferențiale ale presiunii de contact p:

— pentru cazul întinderii fasciculului tubular (fig. 4, *a*):

$$\frac{dp_1}{dz} + \frac{\mu f}{r_0} p_1 = 0; \tag{39}$$

— pentru cazul comprimării fasciculului tubular (fig. 4, *b*):

$$\frac{dp_2}{dz} - \frac{k}{r_0} p_2 = 0, \tag{40}$$

în care:

μ este coeficientul lui Poisson;
$r_0 = \frac{d_0}{2}$ — raza locașului din placa tubulară;
indicele 1 — întinderea fasciculului tubular;
indicele 2 — comprimarea fasciculului tubular;

$$k = \mu f \frac{\psi - 1}{\psi + 1};$$

$\psi = \frac{E_p m'}{E_t s'}$ — maleabilitatea relativă a țevii;
m', s' — (fig. 4);
E_p și E_t — modulul de elasticitate longitudinal (modulul lui Young) pentru materialul plăcii tubulare și, respectiv, al țevii.

Integrîndu-se ecuațiile diferențiale (39) și (40) pentru anumite condiții de contur, a rezultat:

$$p_1 = p_0 e^{-\mu f \frac{z}{r_0}}; \tag{41}$$

$$p_2 = p_0 \frac{e^{k \frac{z}{r_0}}}{1 + \frac{1}{\psi - 1}(e^{\beta k} - 1)}, \tag{42}$$

în care:

z reprezintă coordonata curentă (fig. 4, *a* și 4, *b*);

$$\beta = \frac{b}{r_0};$$

b — adîncimea de mandrinare (fig. 4, *a* și 4, *b*);
p_0 — presiunea inițială de contact (presiunea ce se exercită pe suprafața de contact țeavă-placă tubulară înainte de încărcarea îmbinării prin mandrinare).

Expresiile (41) și (42) reprezintă legea de variație a presiunii p pentru cele două cazuri considerate (întinderea și comprimarea fasciculului tubular).

în urma integrării expresiei :

$$T = 2\,\pi f r_0 \int_0^b p\, d\, z, \tag{43}$$

care reprezintă forţa de smulgere pentru o ţeavă mandrinată, s-a obţinut [11] :

$$t_1 = 1 - e^{-\mu/\beta} \tag{44}$$

şi

$$t_2 = \frac{\psi + 1}{1 + \dfrac{\psi - 1}{e^{\beta k} - 1}}, \tag{45}$$

în care :

$$t_{1\,(2)} = \frac{\mu\, T_{1\,(2)}}{2\,\pi\, r_0^2\, p_0}. \tag{46}$$

În formulele (44)—(46) indicii numerici au semnificaţiile anterioare.

Se menţionează în mod special [11] că rezolvarea şi soluţiile date sînt valabile numai în ipoteza că elementele îmbinării prin mandrinare lucrează în domeniul elastic atît la smulgerea, cît şi la împingerea ţevii din placa tubulară. De aceea, se recomandă ca folosirea formulelor (41)—(46) să fie făcută numai în intervalul delimitat de condiţiile de curgere ale materialului. Aceste condiţii sînt formulate astfel :

— pentru cazul întinderii fasciculului tubular :

$$t_1 = 1 - (1 - \mu)\, e^{-\mu/\beta} \leqslant \mu \frac{\sigma_c^t}{p_0} \cdot \frac{s'}{r_0}; \tag{47}$$

— pentru cazul comprimării fasciculului tubular :

$$t_2 = \frac{\psi + 1}{1 + \dfrac{\psi - 1}{e^{\beta k} - 1}} \leqslant \mu \frac{\sigma_c^t}{p_0} \cdot \frac{s'}{r_0} \tag{48}$$

sau :

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{e^{\beta k}}{1 + \dfrac{1}{\psi - 1}\,(e^{\beta k} - 1)} \leqslant \frac{\sigma_c^t}{p_0} \cdot \frac{s'}{r_0}, \tag{49}$$

în care σ_c^t este limita de curgere a materialului ţevii.

Dacă nu sînt îndeplinite condiţiile (47)—(49), forţa de smulgere se recomandă să fie calculată cu formula :

$$T = 2\,\pi\, r_0\, s'\, \sigma_c^t. \tag{50}$$

Din analiza formulelor prezentate se vede că problema poate fi rezolvată în acest mod dacă, pe lîngă cunoaşterea elementelor geometrice şi a caracteristicilor fizico-mecanice ale materialelor, se cunosc presiunea iniţială de contact p_0 şi coeficientul de frecare f.

Pentru un grad de mandrinare $H = 1{,}5 \div 2\,\%$ se recomandă [11] pentru calculul presiunii iniţiale de contact p_0 următoarele formule :

$$\text{— pentru } 1 \leqslant \frac{\sigma_c^p}{\sigma_c^t} \leqslant 1{,}5\,;$$

$$p_0 = \sigma_c^t \cdot \frac{s'}{r_0} \cdot \frac{\dfrac{\sigma_c^p}{\sigma_c^t} - 1}{\dfrac{1}{\psi} + 1}; \tag{51}$$

$$\text{— pentru } \frac{\sigma_c^p}{\sigma_c^t} > 1{,}5\,;$$

$$p_0 = \sigma_c^t \cdot \frac{s'}{r_0}, \tag{52}$$

unde σ_c^p reprezintă limita de curgere a materialului plăcii tubulare.

Cercetările experimentale efectuate [11] pe modele de îmbinări prin mandrinare au arătat că valorile coeficientului de frecare f sînt, în general, cuprinse în intervalul 0,4—0,5, ceea ce corespunde datelor menţionate şi în alte lucrări de specialitate [16].

Cercetările experimentale au arătat de asemenea că aplicarea acestor formule la calculul rezistenţei îmbinărilor prin mandrinare duce la rezultate, în general, acceptabile pentru practica inginerească.

Din analiza dependenţelor prezentate se desprind cîteva concluzii importante.

Astfel, la smulgerea ţevii din placă presiunea de contact este distribuită neuniform pe suprafaţa de contact, deci anumite zone ale îmbinării prin mandrinare vor fi mai solicitate decît alte zone. În cazul întinderii, presiunea de contact scade în direcţia de acţionare a forţei, tinzînd asimptotic către zero cu creşterea adîncimii de mandrinare. În cazul comprimării ţevii, presiunea de contact creşte dinspre direcţia de acţionare a forţei, tinzînd asimptotic către o anumită valoare, determinată de maleabilitatea relativă a ţevii [11] (fig. 5).

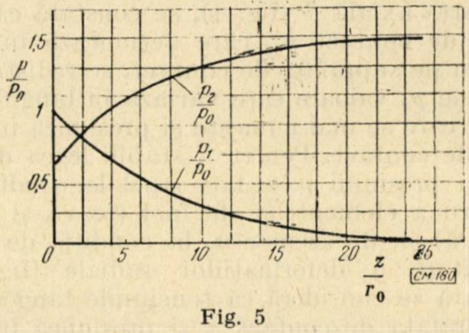


Fig. 5

Mărimea forţei de smulgere creşte o dată cu creşterea adîncimii de mandrinare pînă la o anumită valoare ; peste această valoare creşterea adîncimii de mandrinare nu mai are, practic, nici o influenţă asupra valorii forţei de smulgere [11] (fig. 6). Aşadar există o adîncime de mandrinare raţională, care va trebui să fie neapărat luată în considerare la elaborarea de noi norme sau la revederea normelor vechi.

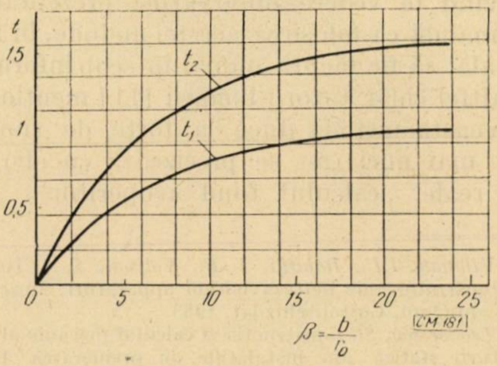


Fig. 6

Se mai poate conchide că forţa de smulgere este mai mare la comprimarea ţevii decît la întinderea ei (fig. 6).

Formula:

$$T_0 = \pi d_0 b f p_0, \tag{53}$$

folosită în multe cazuri [12]—[15] pentru determinarea forţei de smulgere duce la erori considerabile, aşa cum rezultă din graficul din figura 7 [11]. Trebuie observat însă că pentru adîncimi de mandrinare nu prea mari $\left(\beta \leqslant \frac{4}{3}\right)$ dependenţa (53) poate fi folosită pentru calculele inginereşti, eroarea nedepăşind în acest caz 10%.

În fine, prin folosirea practică a formulelor prezentate mai sus se poate obţine o imagine mai completă a modului de lucru al îmbinărilor prin mandrinare şi se dă posibilitatea efectuării calculelor de rezistenţă respective cu luarea în considerare a direcţiei sarcinilor, parametrilor constructivi ai îmbinării şi caracteristicilor fizico-mecanice ale materialelor ţevilor şi plăcii tubulare.

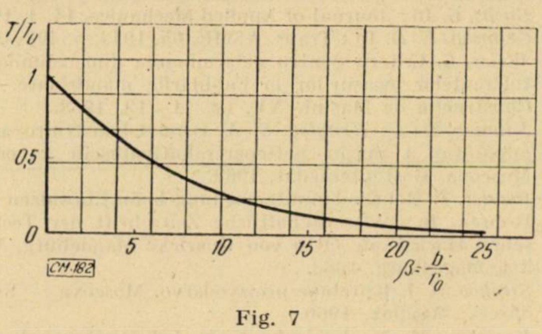


Fig. 7

Ordinea de desfăşurare a calculului îmbinărilor prin mandrinare, după metoda prezentată, este următoarea:

— se dau sau se adoptă următoarele valori: σ_c^p, σ_c^t, f, s', m', r_0, b, μ, E_p şi E_t;

— se determină presiunea iniţială de contact p_0 cu formulele (51)—(52);

— se verifică dacă sînt sau nu sînt îndeplinite inegalităţile (47)—(49);

— se calculează forţa de smulgere cu formulele (44)—(46) sau (50);

— se verifică condiţia de rezistenţă la smulgere faţă de forţele de smulgere (de presiune sau termice) care acţionează în ţevile fasciculului tubular.

Fără a face o analiză a unor neconcordanţe cuprinse în lucrarea [11] — probabil greşeli de redacţie şi tipografie — în continuare vor fi prezentate cîteva observaţii referitoare atît la modul de a pune problema, cît şi la modul de a trata rezolvarea acestei probleme.

Deşi aceasta nu se precizează, atunci cînd s-a procedat la stabilirea condiţiilor de echilibru şi de compatibilitate a deformaţiilor s-au avut în vedere numai deformaţiile elastice ale sistemului. Acest lucru este de altfel confirmat şi de faptul că s-a folosit legea generalizată a lui Hooke (problema plană). Rezultă aşadar că, după încheierea procesului de mandrinare, la darea în exploatare şi, deci, la încărcarea îmbinărilor prin mandrinare, s-a considerat că modul de lucru al celor două elemente componente ale îmbinării corespunde unui sistem elastic.

În lucrarea [11] nu se fac nici un fel de precizări în legătură cu domeniul de valabilitate şi gradul de precizie al ecuaţiilor diferenţiale (39) şi (40). Efectuînd o serie de cercetări în această problemă, bineînţeles în condiţiile şi pentru ipotezele menţionate în lucrarea [11], autorul lucrării de faţă a stabilit însă că, de fapt, aceste ecuaţii diferenţiale constituie numai un caz particular al ecuaţiilor diferenţiale ale presiunii de contact. Astfel, ecuaţiile diferenţiale obţinute de autor pentru presiunea de contact sînt:

— pentru cazul întinderii ţevii:

$$\frac{\mathrm{d}p_1}{\mathrm{d}z} + \frac{k_1}{r_0} p_1 = 0; \tag{54}$$

— pentru cazul comprimării ţevii:

$$\frac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}z} - \frac{k_2}{r_0} p_2 = 0, \tag{55}$$

în care:

$$k_1 = \mu f \frac{\left(1 + \frac{m'}{2r_0}\right)\psi + \left(1 - \frac{s'}{2r_0}\right)}{\left(1 + \frac{m'}{2r_0}\right)\left(1 - \frac{s'}{2r_0}\right)\left[\left(1 - \frac{s'}{2r_0}\right)\psi + \left(1 + \frac{m'}{2r_0}\right)\right]}; \tag{56}$$

$$k_2 = \mu f \frac{\left(1 + \frac{m'}{2r_0}\psi\right) - \left(1 - \frac{s'}{2r_0}\right)}{\left(1 + \frac{m'}{2r_0}\right)\left(1 - \frac{s'}{2r_0}\right)\left[\left(1 - \frac{s'}{2r_0}\right)\psi + \left(1 + \frac{m'}{2r_0}\right)\right]}. \tag{57}$$

După cum se vede, ecuațiile diferențiale (54) și (55) se transformă în ecuațiile diferențiale (39) și (40) numai pentru cazul în care :

$$1 - \frac{s'}{2\,r_0} \approx 1 \text{ și } 1 + \frac{m'}{2\,r_0} \approx 1 .$$

Așadar, ecuațiile diferențiale (39) și (40) și deci întreaga metodă prezentată în lucrarea [11] se referă numai la cazul în care grosimea peretelui țevii s' după mandrinare și grosimea m', ultima comparabilă cu aproximativ jumătate (indicația autorului) din lățimea m a punții dintre două țevi alăturate, sînt neglijabil de mici față de diametrul locașului din placa tubulară. Acest lucru nu este precizat în lucrarea [11], însă este evident că în alte condiții rezolvarea este necorespunzătoare.

Deși lucrarea conține o aplicație numerică, nu se dau nici un fel de indicații privind alegerea mărimii m'. În ipoteza respectării condițiilor prezentate anterior în lucrarea de față, se recomandă ca pentru m' în calcule să se ia ,ca valoare numerică, jumătate din lățimea punții dintre două țevi alăturate (fig. 3), adică :

$$m' = \frac{m}{2}. \tag{58}$$

După cum s-a văzut mai înainte (formula 31), întotdeauna $m \geqslant 6$ mm, deci $m' \geqslant 3$ mm. Dacă se are în vedere că, în construcția de aparate de schimb de căldură pentru rafinării de petrol și uzine petrochimice, de obicei $s' \leqslant 3$ mm, rezultă că întotdeauna :

$$1 - \frac{s'}{2\,r_0} < 1 \text{ și } 1 + \frac{m'}{2\,r_0} > 1, \tag{59}$$

deci metoda de calcul prezentată în lucrarea [11] trebuie corectată în consecință.

Incertitudini prezintă — chiar în ipotezele admise în lucrarea [11] — și modul cum s-a făcut integrarea ecuațiilor diferențiale [39] și (40). Posibilitățile de verificare a soluțiilor obținute (41) și (42) sînt foarte limitate însă, întrucît condițiile de contur au o formulare echivocă.

Se arată că formulele (51) și (52) sînt valabile pentru un grad de mandrinare $H = 1{,}5 \div 2\,\%$. Nu se arată însă nici cum s-a procedat la obținerea acestor formule (ipoteze de calcul, metode de calcul etc.) și nici dacă s-au făcut verificări experimentale în acest sens.

Problema, așa cum este prezentată în lucrarea [11], se referă numai la mandrinarea lisă fără răsfrîngerea sau petrecerea capetelor de țeavă, deci la un caz particular al mandrinării țevilor. Mandrinarea lisă cu petrecere sau răsfrîngere a capetelor țevilor, ca și mandrinarea cu renuri, nu au făcut obiectul studiului prezentat în lucrarea [11]. Așadar domeniul de aplicare al formulelor (41)—(52) este restrîns.

Avînd în vedere observațiile prezentate, se recomandă ca folosirea acestei metode, în forma actuală, să fie făcută numai în scop informativ. De altfel chiar autorii lucrării [11] menționează că această metodă duce la forțe de smulgere ceva mai mici (nu se precizează cu cît) decît cele reale, „calculul fiind acoperitor".

---

[1] *Vihman, I.L., Babițki, I. F., Volfson, S. I.* Rasciot i konstruirovanie neftezavodskoi apparaturî. Moscova — Leningrad, Gostoptehizdat, 1953.

[2] *Teodorescu, Șt.* Construcția și calculul mecanic al aparaturii statice din instalațiile de prelucrarea țițeiului și petrochimice. București, Tipografia și litografia învățămîntului, 1956.

[3] *Berman, S. S.* Teploobmennîe apparatî i kondensaționnîe ustroistva turboustanovok. Moscova, Mașghiz, 1959.

[4] *Konstantinov, A. N., Samsonov, N. A., Veițman, M. A., Ivaneț, K. I.* Apparatî i oborudovanie neftpererabatîvaiușcih zavodov (Rasciot i konstruirovanie). Moscova, Gostoptehizdat, 1960.

[5] *Hobler, T.* Ruch ciepla i wymienniki. Varșovia, 1959.

[6] *Domașnev, A. D.* Konstruirovanie i rasciot himiceskih apparatov. Moscova, Mașghiz, 1961.

[7] *Antikain, P. A., Aronovici, M. S., Baklastov, A. M.* Recuperativnîe teploobmennîe apparatî. Moscova — Leningrad, Gosenergoizdat, 1962.

[8] *Leibo, A. N., Hesin, Z. B., Cerniak, I. S.* Spravocinik mehanika nefepererabatîvaiușcego zavoda. Moscova, Gostoptehizdat, 1963.

[9] * * * Instrucțiuni tehnice pentru construirea, repararea, instalarea și exploatarea cazanelor de abur. C 1-58, DGMSI, ISCIR, ESIP, 1963.

[10] *Florea, Gh., Ilișiu, D.* Montarea utilajelor tehnologice industriale. București, Editura tehnică, 1964.

[11] *Perțev, L. P., Dolinski, V. M.* Rasciot procinosti valțovocinogo soedineniia trubî s trubnoi reșetkoi teploobmennogo apparata. In : Himiceskoe i neftianoe mașinostroenie, sentiabr, 3, 1964.

[12] *Antoșin, A. N.* Sbornik „Za novoe sovetskoe energooborudovanie". Leningrad, Ţ K T I, 1939.

[13] *Nadai, A. D.* In : Trans. ASME, 65, 1943, p. 865—880.

[14] *Goodier, I. N.* In : Trans. ASME, 65, 1943, p. 489—496.

[15] *Sachs, G.* In : Journal of Applied Mechanics, **14**, 4, 1947.

[16] *Grimson, E. D.* In : Trans. ASME, **65**, 1943, p. 497—505.

[17] *Weiss, G.* Criterii pentru determinarea dimensiunilor și toleranțelor locașurilor la îmbinările mandrinate. În : Construcția de Mașini, **XV**, nr. 11—12, 1963.

[18] *Vihman, G. L., Kruglov, S. A.* Osnovî konstruirovaniia apparatov i mașin neftepererabatîvaiușcih zavodov. Moscova, Gostoptehizdat, 1962.

[19] *Förster, P.* Rohrbodenuntersuchung beim Einwalzen von Rohren. In : Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Otto von Guericke Magdeburg, **VII**, 3/4, Magdeburg, 1963.

[20] *Șirokov, S. I.* Kotelnoe proizvodstvo. Moscova — Sverdlovsk, Mașghiz, 1960.

[21] *Kicighin, M. A., Kostenko, G. N.* Schimbătoare de căldură și instalații de vaporizare. București, Editura tehnică, 1958.

[22] *Iakovlev, I. V.* Rasciot usilii v teploobmennîh apparatah. Kand. diss., Harkov, Harkovski aviaționnîi institut, 1949.

[23] *Ivanov, O. N.* Issledovanie kruglîh perforirovannîh plastinok i trubnih reșetok teploobmennikov. Kand. diss. Moscova, MIHM, 1958.

[24] *Horway. G.* Thermal stress in perforated plates. Proc. of the first U.S. Nation Congress of appl. 1951.

[25] *Horway, G.* Bending of honeycombs and perforated plates. In : Journal of Applied Mechanics, nr. 1, 1952.

[26] *Horway, G.* The plane stress problem of perforated plates. In : Journal of Applied Mechanics, nr. 3, 1952.

[27] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design. In : Journal of Applied Mechanics, nr. 4, 1948.

[28] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design — 2. Fixed tube sheets. In : Journal of Applied Mechanics, nr. 2, 1952.

[29] *Iakovlev, I. V.* K rasciotu teploobmennîh apparatov. Trudî Harkovskogo aviaţionnogo instituta, vîp. **15**, 1954.

[30] *Kovalski, B. S.* Rasciot usilii v teploobmennîh apparatah. Injenernîi sbornik, tom. VI, 1950.

[31] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design — 2. Fixed tube sheets. In : Trans. ASME, **74**, 1952 (author's closure).

[32] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design —2. Fixed tube sheets. In : Trans. ASME, **74**, 1952 (discussion).

[33] *Malkin, I.* Notes on theoretical basis for design of tube sheets of triangular layout. In : Trans. ASME, aprilie 1952.

[34] *Malkin, I.* Notes on theoretical basis for design of tube sheets of triangular layout. In : Trans. ASME, **74**, 3, 1952 (discussion).

[35] *Miller, K. A. G.* The design of tube plates in heat exchangers. In : Proc. of Inst. Mech. Engrs, **13**, nr. 6. 1952.

[36] *Yi Yuan Yu.* Rational analisys of heat exchanger; tube sheet stresses. In : Journal of Applied Mechanics **23**, nr. 3, 1956.

[37] *Ivanov, O. N.* K rasciotu trubnîh reşetok teploobmeninkov s plavaiuşcimi golovkami s ucetom temperaturnîh napriajenii. In : Himiceskoe maşinostroenie, nr. 6, 1960.

[38] *Ivanov, O. N.* Temperaturnîe napriajeniia v trubnîh reşetkah teplomobennikov s U-obraznîmi trubkami. In : Himiceskoe maşinostroenie, nr. 5, 1959.

[39] *Ivanov, O. N.* Temperaturnîe napriajeniia v trubnîh rêşetkah teploobmennikov jestkoi konstrucţii. In : Himiceskoe maşinostroenie, nr. 6, 1959.

[40 *Ivanov, O. N.* K rasciotu trubnîh reşetok teploobmenikov s linzovîmi kompensatorami. In : Himiceskoe maşinostroenie, nr. 2, 1961.

[41] *Kovalski, B. S., Marincev, R. B.* Jestkost trubnîh reşetok teploobmennîh apparatov. In : Himiceskoe maşinostroenie, nr. 2, 1959.

[42] * * * MIPC, NID-2550-62. Aparatură pentru industria chimică şi petrolieră. Plăci tubulare. Prescripţii de calcul.

[43] *Rubin, F. L.* What are the differences? New TEMA Standards Compared to Old. In : Petroleum Refiner **40**, nr. 6, 1961.

[44] *Murarov, A. P.* Issledovanie procinosti i plotonosti valţovocinîh soedinenii. In : Sudostroenie **26**, nr. 11, 1960.

[45] *Zaidel, V. A.* Montarea echipamentului de cazane. Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

[46] *Smirnov, G. M.* Neobhodimîi krutiaşcii moment dlia valţovaniia trub. In : Energhetik **3**, nr. 11, 1955.

[47] *Kovar, Z.* Zavalcovani trubek v trubkovnicich chemickych aparatu tepelnych vymeniku a parnich kotlu. In : Strojirenska vyroba **10**, nr. 11, 1962.

[48] *Volodarski, S. M.* Remont sudavîh parovîh kotlov. Leningrad, Sudpromghiz, 1956.

[49] *Lukovkin, A. I.* Upravliaemîi proţess razvalţovki trub. In : Sudostroenie, nr. 9, 1959.

[50] *Storace, G.* La mandrinatura dei tubi. In : Macchine, nr. 9, 1961.

[51] *Şirokov, S. I.* Cartea cazangiului. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[52] *Rabinovici, V. I., Marcenko, A. L.* Ţelesoobraznosti valţovki v soedineniiah tonkostennîh trub s tolstîmi listami. In : Avtomaticeskaia svarka **15**, nr. 3, 1962.

[53] *Davidescu, Al., Mucica, H.* Schimbul de căldură în instalaţiile industriale. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

CZ 621.867.3

Unele aspecte privind construcţia elevatoarelor cu cupe de uz general

GHEORGHE TURLE

Înlocuind cu succes transportoarele cu bandă, cu melc sau cu raclete, care impuneau o suprafaţă relativ mare, elevatoarele cu cupe tind să-şi mărească sfera de aplicabilitate în industria cimentului, chimică, alimentară şi în turnătoriile din cadrul uzinelor metalurgice.

Această înlocuire de utilaje în cadrul fluxului tehnologic se impune ca o necesitate avînd drept scop reducerea suprafeţelor construite neproductive, amenajarea de fluxuri tehnologice compacte, cu un ciclu de fabricaţie redus.

Pînă în anul 1961 se executau în ţară elevatoare în regim de unicate, astfel că, de exemplu, din 180 de elevatoare de uz general, construite de Uzina de utilaj minier în anul 1961, numai 5% au avut o formă constructivă identică.

Această stare de fapt a dus la imposibilitatea întocmirii unui proces tehnologic judicios care să asigure indici calitativi corespunzători, fapt pentru care, cu toate că economisirea de suprafeţe productive prin introducerea elevatoarelor în fluxul tehnologic era evidentă, se preferau transportoarele care prezentau o siguranţă mai mare în exploatare.

Uzina de utilaj minier a elaborat în anul 1961 o normă de tipizare a elevatoarelor de uz general NU3, care, ulterior, a fost dezvoltată de către I.C.T.C.M.—Bucureşti, cu extindere şi asupra elevatoarelor gravitaţionale.

Soluţiile constructive preconizate în cadrul ambelor norme coincid şi prezintă unele avantaje funcţionale şi constructive faţă de linia elevatoarelor fabricate în străinătate, de exemplu de firmele Transporta — Chrudim din R.S.C., Humboldt din R.F.G. etc.

În timp ce în străinătate se preconizează diametre egale la tamburele de deversare şi întoarcere, în industria noastră se porneşte de la ideea aplicării formulei clasice $h = \frac{895}{n^2}$, în care h reprezintă distanţa polară a deversării, în mm, iar n, turaţia tamburului de antrenare, în rot/min, rezultînd necesitatea micşorării diametrului la tamburul de întoarcere în raport cu diametrul tamburului de deversare, astfel încît să se menţină constanta raportului dintre distanţa polară a deversării şi raza tamburului de deversare. Faptul duce la o funcţionare mai lină a elevatorului, la o umplere mai bună a cupei şi la o deversare mai corectă, reducînd la minimum cantitatea de material ce cade în coş în timpul deversării sau chiar în perioada de umplere.

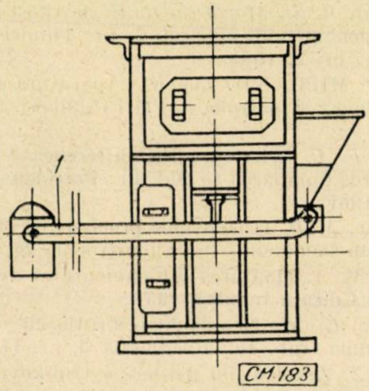


Fig. 1

Un aspect care trebuie luat în considerare la construcţia elevatoarelor este problema întinderii organului flexibil purtător de cupe, problemă neinclusă în normele de tipizare şi rezolvată incomplet de unele întreprinderi constructoare. Astfel, aplicarea metodei de întindere cu şurub la elevatoarele cu lanţ determină o întindere neuniformă a celor două ramuri, deplasarea lanţului de pe roţile de antrenare şi deci uzarea prematură a roţilor, ruperea lanţului etc.

Pentru elevatoarele cu lanţ deci dispozitivul de întindere 1 (fig. 1) trebuie să comporte elemente elastice care să menţină o tensiune identică a ambelor ramuri ale organului flexibil, cu toate că în acest caz gabaritul elevatorului la piciorul de întoarcere creşte. Construcţia preconizată permite ca în cazul folosirii benzii de cauciuc, ca organ flexibil de tracţiune, să se poată aplica uşor la acelaşi elevator dispozitivul de întindere rigidă, care se pretează numai la acest caz.

În privinţa adoptării organului flexibil de tracţiune la elevatoare, cu toate că pînă în prezent nu există o părere unitară, se consideră că utilizarea elevatoarelor cu bandă trebuie extinsă în viitor, deoarece ele prezintă o funcţionare mai sigură, mai lină, lipsită de zgomot şi au o siguranţă mai mare în exploatare.

Asimilînd fabricaţia benzilor de cauciuc cu inserţii de azbest, se va putea extinde domeniul de aplicare a elevatoarelor şi pentru transportul materialelor a căror temperatură depăşeşte 120°C.

În ce priveşte folosirea materialelor plastice, experienţa uzinelor Vitezno-Unora (Pardubice, R.S.C.) confirmă faptul că benzile din PVC, sub denumirea comercială de ighelit, corespund pe deplin cerinţelor, rezistenţa unui strat de inserţii de pînză cu PVC cu grosime de 1 cm atingînd valoarea de 8 kgf/cm^2 la o temperatură maximă de lucru de 60°C.

Relativ la utilizarea lanţului ca organ flexibil de tracţiune se menţionează că experienţele Uzinei de utilaj minier scot în evidenţă faptul că lanţurile cu zale scurte STAS 1525-50 corespund în mod satisfăcător cerinţelor funcţionării elevatoarelor, prezentînd avantajele unei construcţii simple cu întreţinere uşoară în exploatare şi care, în caz de uzură, se pot înlocui uşor.

Lanţurile cu eclise, bucşe şi role, în special la elevatoarele ce transportă materiale abrazive, pe lîngă faptul că necesită o întreţinere mai atentă, prezintă după cîteva luni de funcţionare o uzură exagerată a bolţurilor şi rolelor şi o alungire a ecliselor, care determină variaţia pasului şi înscrierea anormală pe roţile de întoarcere şi antrenare.

Utilizarea lanţurilor demontabile tip GOST 589—54 a îmbunătăţit funcţionarea elevatoarelor.

Acest tip de lanţuri poate fi aplicat însă numai la elevatoarele cu o viteză de transport sub 0,5 m/s. La elevatoare cu deversare centrifugală gravitaţională sau centrifugală cu viteză de transport peste 0,6 m/s, acestea n-au dat rezultate corespunzătoare.

În concluzie rezultă că este necesar să se extindă problema tipizării şi asupra organului flexibil de tracţiune, iar dintre tipurile de lanţ construite să se utilizeze lanţul cu zale scurte STAS 1525—50.

Ca urmare a faptului că elevatoarele solicitate de uzinele şi întreprinderile din ţară, cum şi de beneficiarii de peste hotare, prezintă un număr relativ mare însă de tipodimensiuni diferite, problema unificării soluţiilor constructive devine o problemă de primă necesitate din punct de vedere economic.

Dacă în prezent capacele de lagăre, parţial frînele cu role, unele grupuri de antrenare etc. se refolosesc în cadrul gamei tipizatelor de la seria tipodimensională 160 la cea de 250 şi de la gama 350 la 450, aceste refolosiri trebuie extinse, în special, şi asupra uşilor de vizitare şi a panourilor de la tronsoanele coşurilor elevatoarelor etc.

Atît sistemul de construcţie adoptat de uzinele noastre constructoare de elevatoare, cît şi proiectele întocmite pe baza normelor uzinale şi departamentale prevăd construcţia tronsoanelor intermediare ce fac parte din coşurile elevatoarelor, dintr-o ramă de oţel cornier pe care, prin sudură, se aplică pereţi de tablă prevăzuţi cu uşi de vizitare cu balamale şi dispozitive de zăvorîre (fig. 2). Soluţia trebuie îmbunătăţită atît pentru obţinerea unei greutăţi mai reduse, a unei tehnologii de fabricaţie mai simple, cît şi în vederea obţinerii unui aspect mai estetic.

Pe această linie, Uzina de utilaj minier preconizează extinderea normei de tipizare întocmită de I.C.T.C.M. - Bucureşti şi asupra tipizării subansamblurilor respective. Se elimină astfel integral rama de oţel cornier de la tronsoane care urmează a fi executate din tablă de oţel ambutisată, folosindu-se pentru îmbinare sudura de colţ. Peretele tronsonului este decupat prin ştanţare în locul unde se amplasează uşile, iar pentru a obţine un aspect estetic şi a se mări rezistenţa, se realizează prin ambutisare o nervură longitudinală a peretelui (fig. 3).

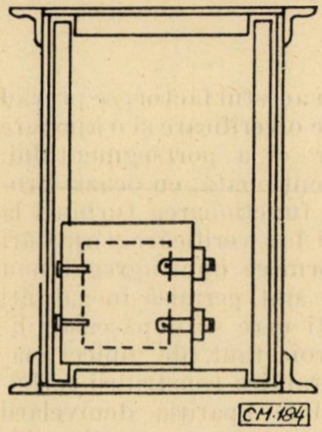


Fig. 2

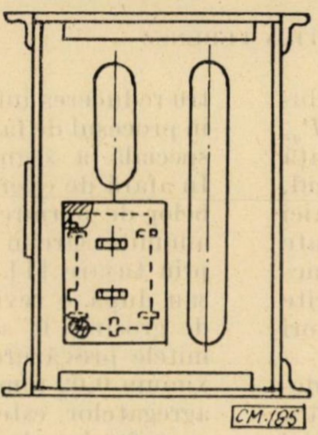


Fig. 3

Noua soluţie constructivă, pe lîngă faptul că determină reducerea greutăţii unui tronson de 2 m lungime, din seria elevatoarelor de 160 cu 22 kgf, iar din seria de 250 cu 34 kgf, raţionalizează execuţia tehnologică, obţinîndu-se o calitate superioară şi un aspect mai estetic. Soluţia permite folosirea panourilor pereţilor de la tronsoanele elevatoarelor din seria tipodimensională 135, grupate şi sudate cîte două, pentru seria tipodimensională 350, iar a panourilor de la elevatoarele 160 la tronsoanele elevatoarelor de 450 (fig. 4). În acelaşi timp, tabla decupată din peretele tronsonului pentru a crea locaşul uşii de vizitare devine, fără prelucrare suplimentară, uşa de vizitare pentru tronsonul elevatorului din seria tipodimensională imediat inferioară.

Noua soluţie permite posibilitatea, în ipoteza adoptării de către uzinele din ţară, a uzinării centralizate a acestor panouri.

Un aspect neluat încă în consideraţie în ce priveşte construcţia elevatoarelor din ţară este problema dilatării şi deformării coşurilor elevatoarelor care lucrează în medie cu temperaturi mai mari decît 250°C.

Uzinele Saymens (Anglia) şi Transporta-Chrudim (R. S. C.) rezolvă problema prin construirea unui tronson telescopic care este prevăzut la linia de glisare cu o garnitură de cauciuc 1 (fig. 5) rezistent la temperatură. Sistemul permite o variaţie a lungimii elevatorului cu temperatura de ordinul centimetrilor, creînd posibilitatea dilatării libere a tronsoanelor şi eliminînd tensiunile datorite deformărilor.

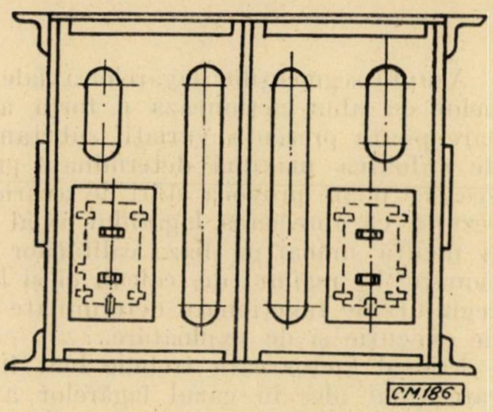


Fig. 4

În concluzie, în construcţia elevatoarelor trebuie să se meargă pe linia adoptării unor soluţii unitare îmbunătăţite, iar tipizarea trebuie extinsă şi asupra reperelor de bază. Sînt necesare revizuirea normelor de tipizare şi îmbunătăţirea actualelor construcţii cu soluţii constructive noi, care să ducă la ridicarea parametrilor de exploatare şi la un preţ de cost mai scăzut.

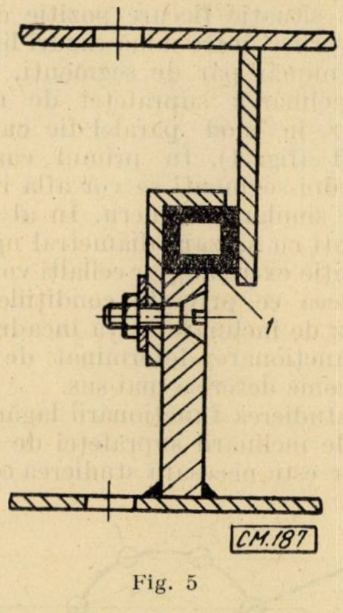


Fig. 5

---

[1] *Kozmin, P.* Instalaţii de transport continuu. Moscova, Maşghiz, 1938. [2] *Dolgolenko, A.* Maşini de ridicat şi transportat. Bucureşti, Editura tehnică, 1952. [3] Normă de tipizare N.U.3. Uzina de Utilaj minier, Oraşul Dr. Petru Groza, 1961. [4] Normă de tipizare F.H.Y., I.C.T.C.M., 1964. [5] Norme standard C.S.N., seria 26.00.00. [6] *Ianovici, A.* şi *Turle, Gh.* Raport tehnic de activitate asupra temei nr. XV/58, prezentat asupra documentării privind construcţia elevatoarelor în R.S.C., M.I.C.M.-D.G.T., 1964.

CZ 621.165–233.23

Considerații privind calculul lagărelor axiale ale turbinelor cu abur cu portsegmenți elastici

ATTILA FERENCZ

Asupra segmenților lagărelor axiale ale turbinelor cu abur acționează o forță axială P_{ax} care poate prezenta variații substanțiale față de valoarea maximă determinată prin calcul, ceea ce poate provoca stări de avarie. De aici rezultă că aprecierea lagărului axial nu poate fi făcută numai pe baza calităților de funcționare la regimul de calcul, ci și la diferite regimuri de funcționare determinate de factori de execuție și de exploatare.

Primul factor care trebuie luat în considerare (mai ales în cazul lagărelor axiale fără posibilitate de oscilare) este înclinarea cutiei lagărului din față în raport cu rotorul turbinei, respectiv discul lagărului axial, înclinare care poate interveni în timpul exploatării turboagregatelor. Cauzele acestei înclinări sînt multiple. De exemplu : dilatări termice, deformări cauzate de tensiunile remanente etc. În această situație fiecare poziție de înclinare poate fi cuprinsă între două cazuri limită. Dacă există un număr par de segmenți, atunci este posibilă înclinarea suprafeței de rezemare a segmenților, în mod paralel fie cu axa I, fie cu axa II (fig. 1). În primul caz, la orice înclinație, doi segmenți se vor afla întotdeauna în condiții similare de lucru. În al doilea caz, doi segmenți cu așezare diametral opusă se vor afla în poziție extremă, iar ceilalți vor forma perechi în ceea ce privește condițiile de lucru. Fiecare caz de înclinare se va încadra în domeniul de funcționare determinat de cele două cazuri extreme descrise mai sus.

Pentru studierea funcționării lagărelor axiale în condițiile înclinării suprafeței de rezemare a segmenților este necesară studierea comportării, respectiv a caracteristicii filmului de ulei sub fiecare segment și a caracteristicii portsegmentului aferent.

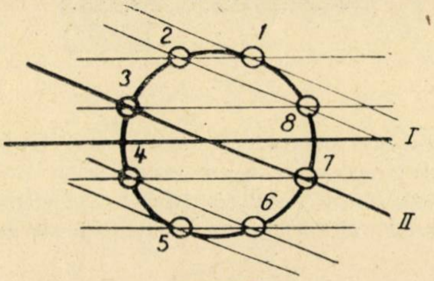


Fig. 1

Al doilea factor care trebuie luat în considerare este inegalitatea grosimii segmenților. Pentru reducerea influenței acestui factor, se prevăd în procesul de fabricație o verificare și o ajustare specială a segmenților și a portsegmentului. În afară de operația menționată, cu ocazia probelor de pornire, după funcționarea turbinei la anumite sarcini se mai fac verificări și ajustări prin tușare [1]. La pornirea unui agregat nou sau după o revizie nu sînt permise inegalități de grosime la segmenți care să depășească limitele prevăzute de proiectant (de obicei maximum 0,02 mm). În practica construirii turboagregatelor este probabilă apariția denivelării suprafețelor de alunecare ale segmenților datorită deformării segmentului, suprafeței de rezemare a segmenților, portsegmentului sau pieselor vecine.

Rezultă că pentru o apreciere mai amplă a calității de funcționare a unui lagăr axial este necesară determinarea unei caracteristici unice, care să înglobeze caracteristicile menționate (a filmului de ulei și a portsegmentului).

Pentru asigurarea funcționării corespunzătoare a lagărului axial este necesară păstrarea unei grosimi minime a filmului de ulei, care variază în funcție de distribuția presiunilor specifice cauzată de factorii precizați. Dispersia presiunilor poate fi atît de pronunțată încît, în unele cazuri, valorile presiunilor specifice sub anumiți segmenți să depășească presiunea specifică de distrugere. Problema restrîngerii dispersiei presiunilor prezintă un interes deosebit din punctul de vedere al exploatării turbinelor cu abur.

În vederea restrîngerii dispersiei presiunilor specifice pe segmenți și a păstrării acestei dispersii într-un interval cu limita superioară mai mică decît presiunea specifică de distrugere a segmenților se întrebuințează portsegmenți elastici [1]. Folosirea acestor portsegmenți îmbunătățește mult funcționarea lagărelor axiale, prezentînd în același timp și o construcție simplă și ieftină [2]. Introducerea lor este posibilă prin modificări minime la toate lagărele axiale la care rezemarea segmenților se face pe un portsegment rigid.

Pentru stabilirea caracteristicii filmului de ulei sub fiecare segment este necesar să se calculeze grosimea minimă h_{min}, grosimea h în dreptul punctului de balansare și temperatura maximă a filmului de ulei, în funcție de presiunea medie p_m (fig. 2). Este util ca acest calcul să fie efectuat pentru $p_m = 0{,}1 - 150$ at. La efectuarea calculului [3] trebuie să se țină seamă de variația viscozității uleiului nu numai în funcție de temperatură, ci și de presiune.

Această dependenţă capătă un caracter pronunţat mai ales la presiuni de peste 50 at.

Se obţin astfel curbele $h = f_1(p_m)$, $h_{min} = f_2(p_m)$ şi $t_m = f_3(p_m)$, care apar în figura 2.

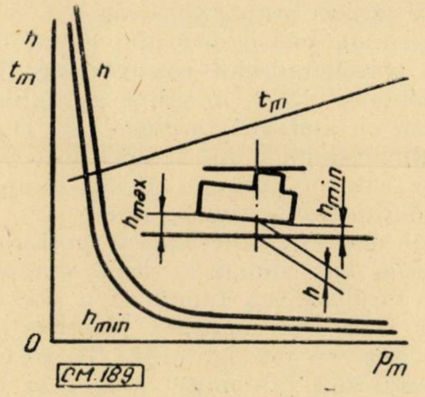


Fig. 2

Pe baza funcţiei $h = f_1(p_m)$ poate fi construită caracteristica de înclinare, respectiv de încărcare a lagărului axial.

În vederea construirii caracteristicii de înclinare se consideră că segmenţii au o grosime uniformă, suprafaţa discului axial şi cea de rezemare a segmenţilor fiind perfect plane.

Conform acestei condiţii, grosimea h a filmului de ulei sub fiecare segment sau pereche de segmenţi poate fi determinată cu relaţia :

$$h = x\ \mathrm{tg}\gamma + h_\gamma, \tag{1}$$

unde :

x este distanţa segmentului faţă de axa 0—0 (fig. 3) ;

γ — unghiul de înclinare ;

h_γ — parametrul care se determină din condiţia păstrării împingerii axiale.

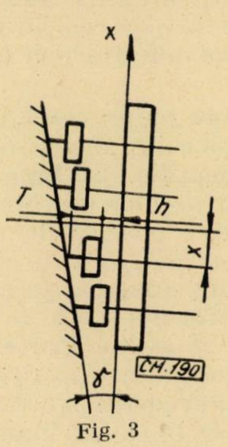


Fig. 3

Suma eforturilor pe fiecare segment trebuie să fie egală cu împingerea axială transmisă de rotor, respectiv media presiunilor specifice pe segmenţi trebuie să fie egală cu presiunea specifică pe lagăr. :

$$\frac{P_{ax}}{zf} = \frac{\Sigma P_1}{z} = p_{lag},$$

unde :

z este numărul segmenţilor ;

f — aria suprafeţei de alunecare a unui segment.

Parametrul h_γ variază în funcţie de unghiul de înclinare γ. Pentru determinarea exactă a lui h_γ trebuie făcute calcule voluminoase care pot fi efectuate numai prin folosirea maşinilor electronice de calcul.

În prima aproximaţie se va considera că h_γ este egal cu h_0, adică cu grosimea filmului de ulei în cazul încărcării uniforme a segmenţilor (figura 4, *a*, dreapta 1).

Astfel, pe baza ecuaţiei $h = x\ \mathrm{tg}\ \gamma + h_0$ se vor calcula grosimile filmului de ulei sub fiecare segment. Cu ajutorul curbei $h = f_1(p_m)$ se determină presiunile specifice aferente şi se calculează media lor aritmetică p_m'. În caz că p_m' depăşeşte valoarea lui p_m cu mai mult decît 1%, se face al doilea calcul, şi anume în ecuaţia (1) în loc de h_0 se acceptă $h_0 + \Delta$. Valoarea Δ se ia după apreciere (de exemplu $\Delta = 0{,}0005 - 0{,}001$). Cu ajutorul ecuaţiei $h = x\ \mathrm{tg}\ \gamma + (h_0 + \Delta)$ se repetă calculele menţionate. Pe figura 4, *c* se face interpolarea liniară cu ajutorul valorilor p_m' şi p_m'' obţinute în prima şi în a doua aproximaţie. Astfel se află valoarea h^*. După obţinerea valorii lui h^* cu ajutorul ecuaţiei $h = x\ \mathrm{tg}\ \gamma + h^*$ se repetă toate calculele. În caz că la verificare valoarea lui p_m^* nu depăşeşte eroarea de 1%, calculul se consideră terminat (pentru valoarea acceptată a lui $\mathrm{tg}\gamma$). În caz contrar se repetă calculele pînă la obţinerea erorilor admisibile.

În felul acesta pentru diferite valori ale lui γ se calculează repartiţia presiunilor sub fiecare segment sau pereche de segmenţi. În continuare, pe baza acestor valori se poate construi caracteristica de înclinare (fig. 11, *a*).

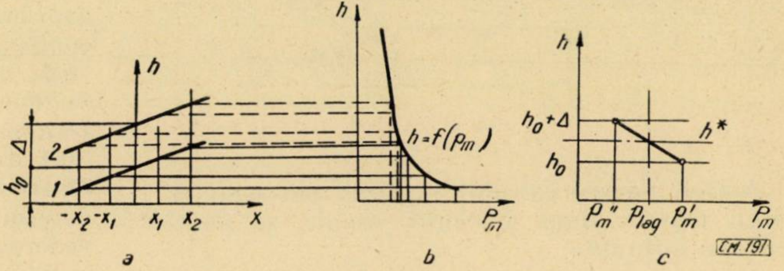


Fig. 4

La întocmirea acestor calcule s-a făcut ipoteza că segmenţii, în orice poziţie, pot urmări discul. Această ipoteză este valabilă numai pentru segmenți oscilanți, adică rezemați într-un punct. Segmenții cu muchie de balansare, care cu ocazia înclinării se află în poziție extremă, de exemplu segmenții 1 și 5 în al doilea caz de înclinare indicat în figura 1, pot urmări suprafața de alunecare a discului într-o măsură mai redusă. Pentru o urmărire mai bună a discului este de dorit ca portsegmentul să fie suficient de elastic și la torsiune. Această condiție trebuie luată în considerare la proiectare.

Pentru dimensionarea portsegmenților elastici se pune condiția ca în cazul apariției încărcării unui număr redus de segmenți (doi segmenți), portsegmentul se deformează plastic, asigurînd o nouă poziție de așezare, mai favorabilă, a segmenților.

Pentru efectuarea calculelor se consideră panourile active ale portsegmenților elastici ca niște bare liber rezemate la capete. Ipoteza are un caracter aproximativ și urmează să se cerceteze în laborator comportarea mai exactă a portsegmentului elastic. Conform formulelor cunoscute, săgeata și solicitarea la încovoiere la mijlocul barei vor fi :

$$S = \frac{Pl^3}{48\,EJ}; \tag{2}$$

$$\sigma = \frac{3}{2}\,\frac{Pl}{H^2}, \tag{2 a}$$

P fiind forța care acționează asupra panoului respectiv ;
E — modul de elasticitate al materialului portsegmentului ;
J — momentul de inerție al secțiunii panourilor active ;
b, H și l — conform figurii 5.

În cazul cînd împingerea axială P_{ax} a rotorului va fi preluată de numai doi segmenți, adică $P = \frac{P_{ax}}{2}$, solicitarea la încovoiere în portsegment va atinge nivelul limitei de curgere.

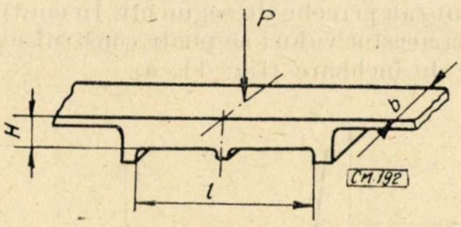


Fig. 5

Astfel, pentru calculul grosimii portsegmentului elastic, după înlocuiri simple, se poate deduce formula :

$$H = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{3\,P_{ax}\,l}{b\sigma_c}}, \tag{3}$$

unde σ_c este limita de curgere a materialului portsegmentului.

Săgeata maximă a portsegmentului este :

$$S_{max} = \frac{P_{ax}l^3}{8\,EbH^3} = \frac{1}{3E\sqrt{3}}\sqrt{\frac{b}{P_{ax}}(l\sigma_c)^3}. \tag{4}$$

Din formula (4) rezultă că valoarea săgeții panoului variază proporțional cu $\sigma^{1,5}$.

Dimensiunile portsegmentului elastic se aleg pe baza considerentelor constructive, iar grosimea panoului activ, în primă aproximație, se calculează cu ajutorul formulei (3). După stabilirea dimensiunilor pe această cale urmează stabilirea tuturor caracteristicilor și apoi verificarea definitivă a dimensiunilor.

Este de dorit ca funcționarea portsegmentului să aibă loc numai în zona deformațiilor elastice. Posibilitatea funcționării portsegmentului în zona deformațiilor plastice prezintă numai o rezervă de siguranță. Toate calculele ce urmează sînt întocmite în ipoteza funcționării portsegmentului în zona deformațiilor elastice.

La stabilirea geometriei definitive a portsegmentului elastic este necesară luarea în considerare a oscilațiilor axiale ale filmului de ulei sub segmenți, cauzate de bătăile discului. Acest fenomen trebuie examinat din două puncte de vedere, și anume : prin prisma solicitării panourilor la oboseală și sub aspectul intrării lor în rezonanță.

Calculul la oboseală trebuie realizat în mod judicios.

În timpul exploatării turbinelor este posibilă ruperea portsegmenților. Aceasta poate fi cauzată de oboseală, mai ales dacă proiectantul a acceptat tensiuni admisibile mai ridicate la regimul de calcul, în interesul realizării unei elasticități sporite, sau din cauza unor defecte (fisuri apărute la forjare etc.). În cazul folosirii tensiunilor admisibile mai ridicate, suprafețele portsegmentului trebuie să fie cît se poate de netede.

În vederea evitării utilizării pieselor cu defecte se recomandă ca portsegmentul finisat să fie supus unui control defectoscopic (de exemplu proba feroflux).

Loviturile de berbec nu provoacă întotdeauna avarierea suprafețelor de alunecare (în cazul confecționării segmenților din bronz fosforos), însă, în cazul construcțiilor prevăzute cu portsegmenți elastici, este posibilă deformarea puternică a panourilor active, care ar putea să aibă drept consecință anularea jocurilor axiale dintre elementele rotorului și cele ale statorului, determinînd astfel o avarie foarte gravă. În vederea eliminării posibilității apariției acestor avarii este necesară prevederea panourilor, la mijloc, cu un tampon (fig. 5) care să limiteze săgeata panoului în așa fel ca să se excludă anularea jocurilor axiale între rotor și stator. Valoarea jocului între suprafața tamponului și a inelului de rezemare se face luînd în considerare relația

(4), asigurînd o rezervă suficientă pentru o eventuală deformare plastică a portsegmentului. Neglijarea elementelor de tamponare este posibilă numai în cazul alegerii unor panouri robuste; acest lucru se face însă în dauna elasticităţii, ceea ce reduce cu mult efectul portsegmentului. Portsegmentul trebuie să fie atît de elastic cît permite siguranţa funcţionării agregatului.

În ceea ce priveşte problema vibraţiilor axiale ale rotorului este necesar să se menţioneze că din acest punct de vedere există o situaţie mai nefavorabilă în cazul lagărelor cu discuri relativ mari, şi mai ales dacă lagărul axial se află la o distanţă mare de lagărul radial. Vibraţiile axiale prezintă un pericol mai mare prin anularea filmului de ulei decît prin apariţia rezonanţei panourilor. Panourile portsegmenţilor elastici prezintă, în general, frecvenţe proprii ridicate şi deci practic probabilitatea de apariţie a rezonanţei este foarte redusă. Reducerea amplitudinilor vibraţiilor axiale ale rotorului se poate realiza printr-o alegere judicioasă a jocului axial în lagăr, în aşa fel ca şi partea care nu lucrează să aibă o sarcină uşoară, iar segmenţii acestei părţi să fie montaţi de asemenea pe portsegment elastic. Evitarea folosirii portsegmentului elastic la formarea părţii nelucrătoare este posibilă în cazul cînd se alege un număr de patru segmenţi care se aşază simetric în apropierea planului orizontal de separaţie. Astfel se poate realiza şi o reducere oarecare a pierderilor prin frecări în lagăr. Pentru determinarea caracteristicii de înclinare a portsegmentului elastic, săgeata la mijlocul panourilor active ale portsegmenţilor se determină cu ajutorul formulei (2):

$$S_0 = \frac{P_{ax} l^3}{48\ zEJ} = \frac{p l^3}{48\ EJ} = \frac{f l^3\ p_m}{48\ EJ} = C\,p_m, \quad (5)$$

unde:

$$C = \frac{f l^3}{48\ EJ}. \quad (6)$$

Din relaţia (5) rezultă că săgeata panoului activ variază direct proporţional cu presiunea specifică.

În continuare, se consideră că suprafaţa de alunecare a discului şi suprafaţa de rezemare a segmenţilor sînt perfect plane. Dacă aceste suprafeţe sînt paralele şi asupra lagărului acţionează împingerea axială P_{ax}, atunci fiecare panou se va deforma uniform, iar asupra suprafeţei fiecărui segment va acţiona o presiune egală cu p_{lag} (presiunea specifică medie pe lagăr). Datorită prezenţei celor două suprafeţe plane, în cazul înclinării uneia dintre ele, variaţia săgeţilor, prin urmare şi a presiunilor specifice, va fi liniară. Se poate demonstra că, în funcţie de unghiul de înclinare, săgeata panoului, respectiv presiunea specifică pe segmenţi, poate fi exprimată prin relaţia:

$$S = ax + K, \text{ respectiv } p = \frac{S}{C} = \frac{1}{C}(ax + K). \quad (7)$$

Pentru stabilirea formulelor de calcul se consideră, în primul rînd, că media presiunilor specifice pe segmenţi este egală cu presiunea medie specifică pe lagăr, adică:

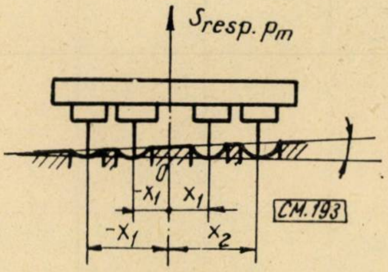


Fig. 6

$$\sum_{i=1}^{z} p_i = z\,p_{lag}, \text{ respectiv} \quad (8\text{ a})$$

$$\sum_{i=1}^{z} S_i = z\,S_0. \quad (8\text{ b})$$

Se mai face ipoteza că la limita unei zone săgeata panourilor active în cauză, respectiv presiunea specifică sub segmenţii aferenţi, este nulă. Astfel, de exemplu, pentru perechea de segmenţi pe linia *1 — 2* (fig. 1), această condiţie se exprimă prin:

$$S_i = a \cdot \operatorname{tg} \gamma + K = 0, \quad (9)$$

rezultînd:

$$\operatorname{tg} \gamma = -\frac{K}{a}. \quad (10)$$

Relaţia (10) indică valoarea lui tg γ la care un panou sau o pereche de panouri ies din funcţiune, rezemarea segmenţilor făcîndu-se pe restul de panouri.

În cazul cînd se acceptă un lagăr axial cu 8 segmenţi şi se examinează cazul de înclinare *I* (fig. 1 şi 6) se aplică procedeul descris în continuare.

Pentru faza iniţială cînd funcţionează toţi cei 8 segmenţi, pe baza celor arătate se poate stabili relaţia:

$$S_1 = x \operatorname{tg} \gamma + S_0. \quad (11)$$

La o valoare bine determinată a lui tg γ, ultima pereche (1—2) de segmenţi iese din funcţiune şi împingerea axială va fi preluată în continuare numai de 3 perechi de segmenţi (5—6, 4—7 şi

Tabela 1

		Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 5	Zona 6
Lagăr cu 4 segmenţi	Cazul I	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{S_0}{x_1}$					
	Cazul II	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{S_0}{x_1}$	$S = \left(x - \frac{x_1}{3}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{3}{4} S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{4 S_0}{x_1}$				
Lagăr cu 6 segmenţi	Cazul I	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{S_0}{x_1}$	$S = \left(x_1 - \frac{x_1}{2}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{3}{2} S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{3 S_0}{x_1}$				
	Cazul II	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{S_0}{x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_2}{5}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{6}{5} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma = {}_l \frac{6 S_0}{5 x_1 + x_2}$	$S = \left(x - \frac{2}{3} x_1 - \frac{1}{2} x_2\right) \mathrm{tg}\gamma + 2 S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{6 S_0}{x_2 - x_1}$			
Lagăr cu 8 segmenţi	Cazul I	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{S_0}{x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_2}{3}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{4}{3} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{4 S_0}{3 x_1 + x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_1}{2} - \frac{x_2}{2}\right) \mathrm{tg}\gamma + 2 S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{4 S_0}{x_2 - x_1}$			
	Cazul II	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{S_0}{x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_2}{7}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{8}{7} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{8 S_0}{7 x_1 + x_2}$	$S = \left(x - \frac{2 x_1}{5} - \frac{x_2}{5}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{8}{5} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{8 S_0}{2 x_1 + x_2}$	$S = \left(x - \frac{2 x_1}{3} - \frac{x_2}{3}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{8}{3} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{8 S_0}{x_2 - x_1}$		
Lagăr cu 10 segmenţi	Cazul I	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{S_0}{x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_2}{4}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{S}{4} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{5 S_0}{4 x_1 + x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_1}{3} - \frac{x_2}{3}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{5}{3} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{5 S_0}{x_1 + x_2}$	$S = \left(x - \frac{x_1}{2} - \frac{x_2}{2}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{5}{2} S_0$ $tg\gamma_l = \frac{5 S_0}{x_3 - x_2}$		
	Cazul II	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\,\gamma_l = \frac{S_0}{x_3}$	$S = \left(x - \frac{x_3}{3}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{10}{9} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{10 S_0}{9 x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{2 x_2}{7} - \frac{x_3}{7}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{10}{7} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{10 S_0}{7 x_1 + 2 x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{2 x_1}{5} - \frac{2 x_2}{5} - \frac{x_3}{5}\right) \mathrm{tg}\gamma + 2 S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{10 S_0}{x_3 + x_2 - x_1}$	$S = \left(x - \frac{2}{3} x_2 - \frac{1}{3} x_3\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{10}{3} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{10 S_0}{x_3 - x_2}$	
Lagăr cu 12 segmenţi	Cazul I	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{S_0}{x_3}$	$S = \left(x - \frac{x_3}{5}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{6}{5} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{6 S_0}{5 x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{x_2}{4} - \frac{x_3}{4}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{3}{2} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{6 S_0}{4 x_1 + x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{x_1}{3} - \frac{x_2}{3} - \frac{x_3}{3}\right) \mathrm{tg}\gamma + 2 S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{6 S_0}{2 x_1 - x_2 - x_3}$	$S = \left(x - \frac{x_2}{2} - \frac{x_3}{2}\right) \mathrm{tg}\gamma + 3 S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{6 S_0}{x_3 - x_2}$	
	Cazul II	$S = x\mathrm{tg}\gamma + S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{S_0}{x_3}$	$S = \left(x - \frac{x_3}{11}\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{12}{11} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{12 S_0}{11 x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{2}{9} x_2 - \frac{1}{9} x_3\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{4}{3} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{12 S_0}{9 x_1 + 2 x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{2}{7} x_1 - \frac{2}{7} x_2 - \frac{1}{7} x_3\right) \mathrm{tg}\gamma \frac{12}{7} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{12 S_0}{2 x_1 + 2 x_2 + x_3}$	$S = \left(x - \frac{2}{5} x_1 - \frac{2}{5} x_2 - \frac{1}{5} x_3\right) \mathrm{tg}\gamma + \frac{12}{5} S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{12 S_0}{x_3 - 2 x_2 - 3 x_1}$	$S = \left(x - \frac{2}{3} x_2 - \frac{1}{3} x_3\right) \mathrm{tg}\gamma + 4 S_0$ $\mathrm{tg}\gamma_l = \frac{12 S_0}{x_3 - x_2}$

3—8, fig. 1). Această valoare limită a lui tg γ se stabileşte cu formula :

$$\operatorname{tg}\gamma_{1-2} = \frac{S_0}{x_2}. \qquad (11\ \mathrm{a})$$

Pentru următorul domeniu de funcţionare, valorile lui S se calculează cu relaţia :

$$S = \left(x - \frac{x_2}{3}\right)\operatorname{tg}\gamma + \frac{4}{3} S_0. \qquad (12)$$

Limita acestui domeniu va fi la :

$$\operatorname{tg}\gamma_{3-8} = \frac{\frac{4}{3} S_0}{x_1 + \frac{x_2}{3}}. \qquad (12\ \mathrm{a})$$

În continuare se obţine :

$$S = \left(x - \frac{x_1 + x_2}{2}\right)\operatorname{tg}\gamma + 2 S_0 \qquad (13)$$

şi :

$$\operatorname{tg}\gamma_{4-7} = \frac{2 S_0}{\frac{x_1 + x_2}{2} - x_1}. \qquad (13\ \mathrm{a})$$

Pentru cazul II, în mod similar, se obţin următoarele expresii :

$$S = x \operatorname{tg}\gamma + S_0, \ (14); \quad \operatorname{tg}\gamma_1 = \frac{S_0}{x_2}, \ (14\ \mathrm{a})$$

$$S = \left(x - \frac{x_2}{7}\right)\operatorname{tg}\gamma + \frac{8}{7} S_0, \qquad (15)$$

$$\operatorname{tg}\gamma_{2-8} = \frac{\frac{8}{7} S_0}{x_1 + \frac{x_2}{7}}, \qquad (15\ \mathrm{a})$$

$$S = \left(x - \frac{2x_1}{5} - \frac{x_2}{5}\right)\operatorname{tg}\gamma + \frac{8}{5} S_0, \qquad (16);$$

$$\operatorname{tg}\gamma_{3-7} = \frac{4 S_0}{x_1 + \frac{x_2}{2}}, \qquad (16\ \mathrm{a})$$

$$S = \left(x - \frac{2x_1}{3} - \frac{x_2}{3}\right)\operatorname{tg}\gamma + \frac{8}{3} S_0; \qquad (17)$$

$$\operatorname{tg}\gamma_{4-6} = \frac{8 S_0}{x_2 - x_1}. \qquad (17\ \mathrm{a})$$

În baza formulelor stabilite se poate calcula caracteristica portsegmentului elastic. În figura 7 se indică caracteristica unui portsegment elastic cu 8 segmenţi.

Pentru lagărele axiale cu un număr de segmenţi 4, 6, 8, 10 şi 12, conform condiţiilor de bază amintite mai sus, pot fi deduse toate formulele necesare construirii caracteristicilor portsegmenţilor elastici indicate în tabela 1 (în figura 7 este prezentat întregul domeniu de funcţionare al portsegmentului elastic).

În lagărele axiale, datorită formării inevitabile a filmului de ulei, nu va avea loc ieşirea din funcţiune a segmenţilor chiar la înclinaţii relativ mari şi astfel, pentru efectuarea calculelor practice, nu este absolut necesară construirea caracteristicilor portsegmenţilor, cum este indicat, de exemplu, în figura 7. Bineînţeles, pentru proiectant, cunoaşterea caracteristicii complete este utilă.

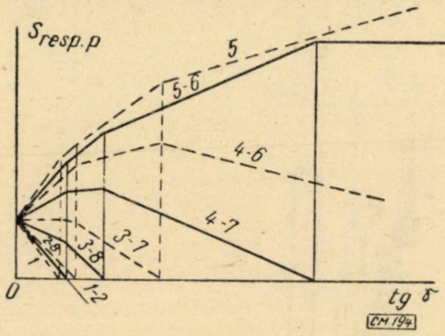


Fig. 7

Din punctul de vedere al alegerii materialului portsegmentului, rolul principal îl are limita de proporţionalitate, respectiv limita de curgere. Dacă acestea au valori mai ridicate, atunci se pot accepta suporturi cu grosimi active mai reduse [formula (3)], adică cu deformaţii elastice mai mari, cu atît mai uşor putînd fi restrînse limitele dispersiei presiunilor specifice pe segmenţi.

Din analiza formulei (4) rezultă că, în cazul folosirii pentru portsegment a unui material cu o limită de curgere σ_c' în loc de σ_c, săgeata medie, în cazul paralelismului total, se modifică după cum urmează :

$$S_0' = \frac{S_0}{\bar{\sigma}^{3/2}},$$

unde :

$$\bar{\sigma} = \sigma_c' : \sigma_c.$$

Această modificare a proprietăţilor elastice cauzează creşterea limitelor stabilite de formulele (11 a), (12 a), (13 a), (14 a), (15 a), (16 a) şi (17 a). Astfel, devine clar efectul de reducere a dispersiei presiunilor specifice pe segmenţii lagărului. În figura 8 se indică modificarea

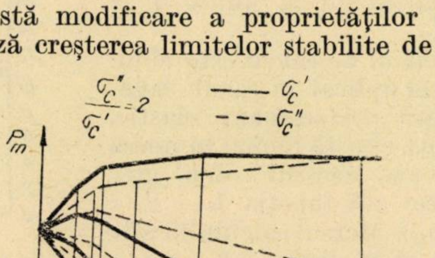


Fig. 8

caracteristicii portsegmentului elastic în cazul folosirii unui oțel cu o limită de curgere cu o valoare dublă.

Pentru aprecierea mai amplă a calității lagărului axial cu portsegment elastic este necesară construirea caracteristicii de acțiune simultană a filmului de ulei și a portsegmentului.

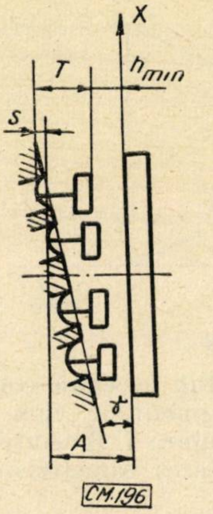


Fig. 9

În figura 9 este prezentat, în mod schematic, mecanismul de funcționare al elementelor lagărului axial. De aici rezultă : $A = ax + b$ sau $A = h + T - S$, respectiv $A - T = h - S$, adică $h - S$ variază liniar în funcție de x. Astfel, se poate scrie sub forma :

$$h - S = x \operatorname{tg} \gamma + (h - S)\,\gamma, \qquad (18)$$

unde $(h - S)\gamma$ este un parametru care se determină din condiția menținerii valorii împingerii axiale, respectiv a presiunii specifice medii pe lagăr (la deducerea relației (18) s-a acceptat că T, dimensiunea axială a segmenților, în funcție de $\frac{h_{max}}{h_{min}}$, prezintă variații neglijabile față de valoarea lui h, adică $T =$ const.).

Procedeul de calcul este similar cu cel aplicat în cazul lagărului fără portsegment elastic. Diferența constă numai în aceea că la baza acestui calcul grafoanalitic stă funcția $h - S = f_4\ (p_m)$. Mersul calculului este ilustrat și în figura 10.

În urma calculelor se obține caracteristica de înclinare a lagărului axial cu segmenți rezemați pe portsegment elastic, după cum se vede în figura 10, c.

Din figura 11, b, care prezintă caracteristica unui lagăr axial, rezultă clar reducerea dispersiei presiunilor specifice în urma utilizării suportului elastic din OL 50 ; figura 11, c se referă la același lagăr cu suport elastic dintr-un oțel cu $\sigma_c = 6\,000$ kgf/cm².

Grosimea segmenților lagărelor axiale este în general precizată cu o toleranță de +0,02 mm, iar în cazuri speciale chiar cu + 0,01 mm. Este natural deci că segmenții unui lagăr au grosimi diferite ; din această cauză și grosimile filmului aferent de ulei sînt diferite, presiunile specifice pe segmenți prezentînd o dispersie corespunzătoare. În funcție de variația abaterilor și de așezarea segmenților este posibilă apariția unui număr infinit de cazuri de dispersie.

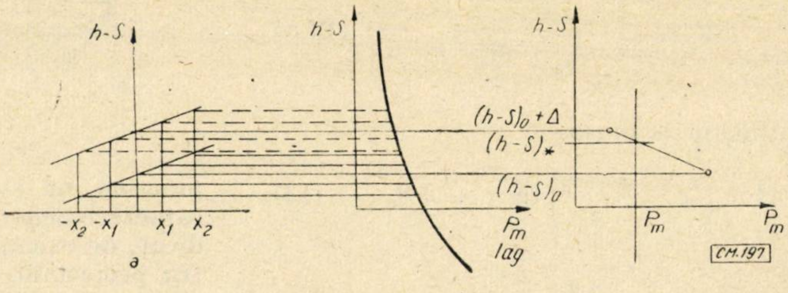


Fig. 10

Din punctul de vedere al condițiilor de funcționare, varianta cea mai defavorabilă în acest caz este aceea cînd toți segmenții, cu excepția unui singur segment, prezintă grosimi egale. Astfel, segmentul cu grosime mărită în funcție de abaterea concretă preia o presiune specifică mai mare, iar ceilalți, în mod corespunzător, o presiune mai redusă.

Pentru aprecierea calitativă a acestei variante se consideră că suprafața de rezemare a segmenților și suprafața de alunecare a discului se găsesc în plane paralele.

Din cauza diferenței de grosime ΔT se modifică grosimile filmului de ulei și săgețile suportului elastic.

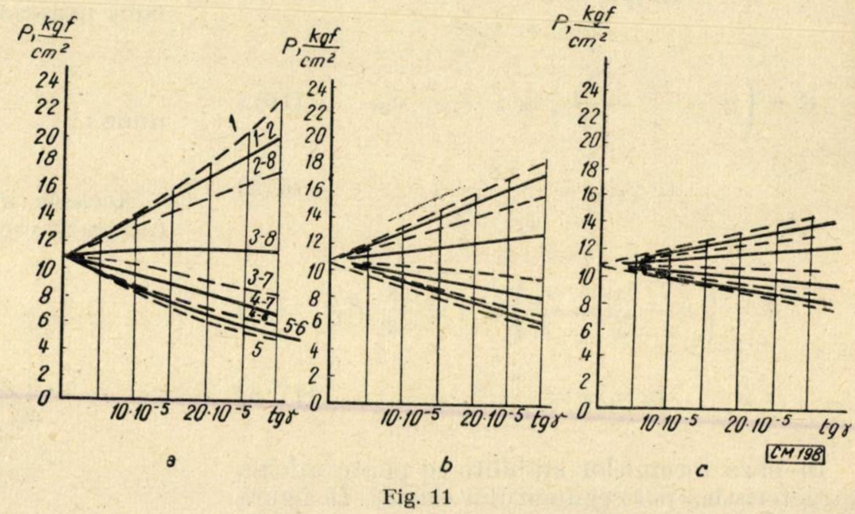


Fig. 11

Pentru stabilirea relațiilor de calcul se întocmește schema de funcționare a lagărului axial după cum se indică în figura 12.

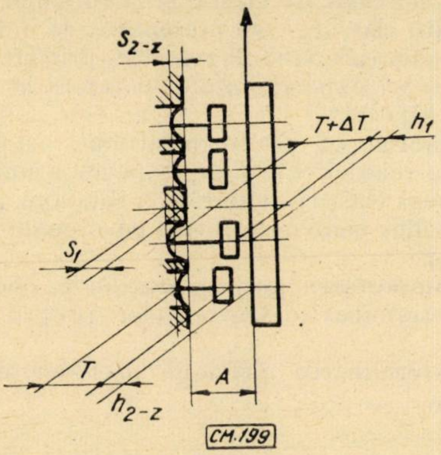


Fig. 12

Din figura 12 rezultă că :

$$A = h_1 + T + \Delta T - S_1\,;\; A = h_{2-z} + T - S_{2-z}\,.$$

Se obține deci :

$$h_1 - S_1 + \Delta T = h_{2-z} - S_{2-z}.$$

Din diagrama $h - S = f_4(p)$ punctele care caracterizează cele două cazuri sînt indicate în figura 13.

În vederea simplificării calculelor se acceptă că asupra unui segment oarecare acționează o presiune $p_1 > p_m$. Luînd în considerare că împingerea axială are o valoare constantă, rezultă relația :

$$P_{ax} = [p_1 + (z - 1)\,p_{2-z}]\,f. \qquad (19)$$

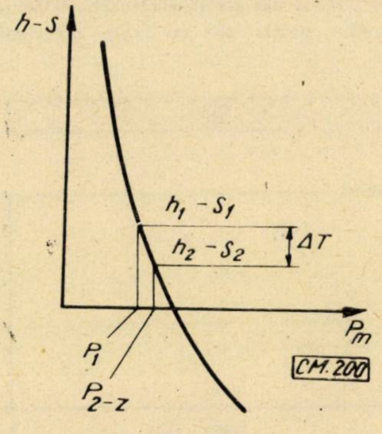


Fig. 13

Se poate deduce deci valoarea presiunii care acționează asupra celorlalți segmenți :

$$p_{2-z} = \frac{\dfrac{P_{ax}}{f} - p_1}{z - 1}. \qquad (20)$$

În diagrama $h - S = f_4(p)$, conform valorilor p_1 și p_{2-z}, se determină valorile corespunzătoare ale lui $h - S$ pentru segmenții aferenți și, prin urmare, și ΔT. Astfel, prin repetarea calculului menționat pentru mai multe valori ale lui p_1, se poate construi diagrama $p_1 = f_1(\Delta T)$ și $p_{2-z} = f_2(\Delta T)$.

În figura 14 sînt prezentate aceste funcții atît pentru lagărul axial cu portsegment elastic, cît și pentru lagărul axial cu portsegment rigid.

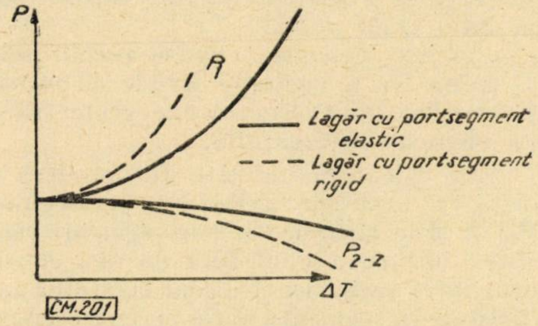


Fig. 14

Din compararea curbelor rezultă clar că portsegmentul elastic reduce în mod substanțial dispersia presiunilor specifice.

În baza celor expuse se poate ajunge la concluzia că în timpul exploatării turbinelor cu abur cea mai grea condiție de funcționare pentru lagărul axial apare atunci cînd un singur segment de o grosime mărită, în urma înclinării, ajunge într-o poziție extremă, după cum se arată în figura 15.

În vederea stabilirii relațiilor de calcul pentru segmenți cu grosime egală se poate stabili ecuația :

$$A = h_{2-z} + T - S_{2-z}\,;$$

iar pentru segmentul cu grosime mărită :

$$A = h_1 + T + \Delta T - S_1.$$

Se obține deci :

$$\begin{aligned} A - T &= h_{2-z} - S_{2-z} = \\ &= x \operatorname{tg} \gamma + (h - S)_\gamma\,; \qquad (21) \\ A - T &= h_1 - S_1 + \Delta T = \\ &= x \operatorname{tg} \gamma + (h - S)_\gamma + \Delta T. \quad (22) \end{aligned}$$

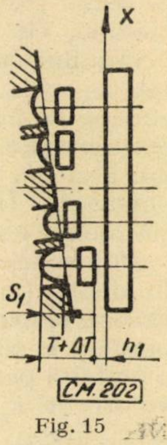


Fig. 15

Din expresiile (21) și (22) rezultă că, pentru segmentul cu grosime mărită, diferă numai termenul liber $(h-S)_\gamma$ cu ΔT, în ecuația de repartizare a filmului de ulei.

Pentru efectuarea calculelor practice se folosește diagrama $h - S = f_4(p)$. Procedeul este similar cu cel pentru cazul înclinării simple. Pentru determinarea presiunilor specifice se vor folosi două drepte, și anume $x \operatorname{tg} \gamma + (h - S)_\gamma$

și x tg $\gamma + (h - S)_\gamma + \Delta T$. Valoarea lui $(h - S)_\gamma$ se determină cu ajutorul interpolărilor descrise la calculul cazului anterior.

După stabilirea repartizării h și p_m se face și o verificare a temperaturilor aferente. Aceasta poate fi făcută cu ajutorul figurii 2.

În posesia datelor ce se obțin în urma calculelor expuse privind repartiția presiunilor, a grosimilor minime și a temperaturilor filmului de ulei, se obține un tablou complet pentru analiza calității și a domeniului de utilizare posibilă a unui lagăr axial.

În concluzie, calculele expuse permit aprecierea calitativă a lagărelor axiale cu portsegmenți elastici, adică alegerea unei geometrii optime a elementelor lagărului.

În urma calculelor indicate devine clară superioritatea lagărelor axiale cu portsegmenți elastici față de lagărele cu portsegmenți rigizi.

Pentru obținerea unui film de ulei cît mai uniform între segmenți și discul lagărului axial este necesar ca segmenții să fie perfect oscilanți, ceea ce este posibil în cazul rezemării într-un singur punct. Segmenții cu muchie de balansare, în condițiile înclinării (în anumite poziții), pot urmări suprafața de alunecare a discului într-o măsură mai mică, mai ales dacă portsegmentul nu este suficient de elastic și la torsiune.

Rezultă clar din cele prezentate că domeniul problemelor care trebuie cercetate prin efectuare de încercări experimentale se referă la următoarele aspecte :

— deformarea portsegmentului : stabilirea exactă a relației $S = f_5(p_m)$; alegerea unei geometrii mai elastice, chiar și la torsiune, a portsegmentului pentru segmenți cu muchie de balansare ;

— comportarea portsegmenților la oboseală ;

— determinarea frecvențelor proprii de oscilație ;

— determinarea presiunii specifice de distrugere.

---

[1] *Ferencz, A.* Îmbunătățirea construcției lagărelor axiale ale turboagregatelor. În : Energetica, nr. 6, 1963. [2] *Grecu, T.* Turbine și turbocompresoare, vol 2. București, Editura didactică și pedagogică, 1965. [3] *Janovski, M. I.* Konstruirovanie i rasciot na procinost detalei parovîh turbin. Izd. Ak. Nauk S.S.S.R., 1947.

CZ 66.023.3: 666.29

Probleme specifice în construcția utilajului emailat pentru industria chimică

HELMUTH KŐNIG și OVIDIU SIMEN

Utilajul chimic emailat este foarte apreciat în industrie și în lucrările de laborator, datorită calităților sale deosebite : stabilitate chimică ridicată, durată mare de exploatare, aderență redusă a produșilor chimici față de suprafața netedă a stratului de email.

Cu toate aceste calități, numărul utilajelor chimice emailate este încă redus, datorită prețului de cost ridicat impus de tehnologia complicată de fabricație și de condițiile tehnice pe care trebuie să le respecte atît suportul metalic, cît și stratul de email.

Emailul este o masă anorganică cu proprietăți apropiate de cele ale sticlei. În tehnică, emailul se folosește pentru realizarea de acoperiri aderente pe aparate și utilaje confecționate din oțel sau fontă, denumite în cele ce urmează suporturi. În acest articol se tratează numai probleme legate de suporturile din oțel.

Suporturile din oțel se confecționează din laminate (profile, table, benzi, țevi) din oțel carbon elaborat prin procedeul Siemens-Martin, laminat la rece. În privința compoziției chimice a oțelului pentru suporturi se indică următoarele valori : $C \leqslant 0{,}15\%$, $Mn \leqslant 0{,}45\%$, $Cr \leqslant 0{,}2\%$, $Ni \leqslant 0{,}2\%$, $Cu \leqslant 0{,}4\%$, $S \leqslant 0{,}04\%$, $P \leqslant 0{,}04\%$, $Si \leqslant 0{,}05\%$.

Limitarea conținutului de carbon la $C \leqslant 0{,}15$ se face în scopul reducerii cantității de CO_2 care se formează în timpul încălzirilor cerute de procesul tehnologic și care ar putea compromite calitatea stratului de email.

În privința siliciului, cu toate că literatura de specialitate indică limitarea la $Si \leqslant 0{,}05\%$, influența lui nu este încă clarificată.

Pentru o dezoxidare eficientă se recomandă alierea cu titan în proporție de pînă la $9 \times \% C$. Practic, este greu de a fixa titanul în cordonul de sudură și de a lucra cu electrozi cu care să se obțină cordoane de sudură lipsite de siliciu. S-au emailat epruvete (fig. 1) din tablă de 6 mm, calitate 0,8 KP GOST 1577-53,

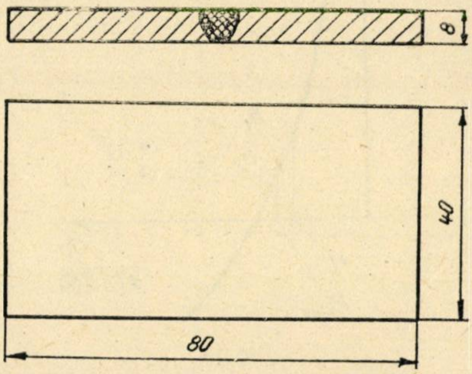


Fig. 1

cu cordonul de sudură executat cu diferite calități de electrozi. Compoziția chimică a tablei a fost următoarea : $C = 0{,}08\%$, $Si = 0{,}03\%$, $Mn = 0{,}32\%$, $S = 0{,}029\%$ și $P \leqslant 0{,}05\%$. Compoziția chimică a cordoanelor de sudură este dată în tabela 1. S-a constatat că, deși în cordoanele de sudură $Si > 0{,}05\%$, epruvetele s-au comportat bine la emailare, rezistînd corespunzător atît la șocurile mecanice, cît și la cele termice.

Tabela 1

Denumirea electrodului și simbolul	Compoziție chimică					
	C	Si	Mn	Ti	S	P
EL-E5 înveliș gros	0,09	0,10	0,24	urme	—	—
EL-E5 înveliș subțire	0,06	0,12	0,22	urme	—	—
EL-E6 înveliș gros	0,06	0,12	0,17	urme	—	—
EL-E6 înveliș subțire	0,09	0,07	0,17	urme	—	—
EL-E7 înveliș gros	0,11	0,13	0,16	0,12	—	—
EL-E7 înveliș subțire	0,06	0,10	0,14	urme	—	—
EL-E8 înveliș gros	0,07	0,10	0,24	urme	—	—
EL-E8 înveliș subțire	0,07	0,10	0,24	urme	—	—
EL-42A	0,12	0,08	—	—	—	—
EL-44C	0,09	0,16	—	—	—	—

Electrozii EL-E5,EL-E6, EL-E7, EL-E8 au fost elaborați de Industria sîrmei-Cîmpia Turzii, special pentru încercări de emailare. Rezultatele cele mai bune din punctul de vedere al sudabilității și al aderenței stratului emailat s-au obținut cu electrozii EL-E8.

S-au emailat și țevi calitatea OLT 35 ($Si \leqslant 0{,}3\%$), obținîndu-se rezultate satisfăcătoare (fig. 2 — agitator).

Din experiențele făcute la U.P.R.U.C.-Făgăraș se poate trage concluzia că aderența emailului este corespunzătoare pînă la $Si \leqslant 0{,}12\%$. Este totuși posibil ca un conținut mare de siliciu să mărească solubilitatea hidrogenului în oțel și astfel să influențeze negativ calitatea stratului de email.

Datorită faptului că solubilitatea gazelor în oțel scade cu temperatura și presiunea, în timpul răcirii pieselor supuse emailării cantitatea de gaze care depășește limita de solubilitate pentru diverse temperaturi se degajează, producînd desprinderea sau deteriorarea stratului de email. Se ajunge astfel la concluzia că suportul trebuie să fie cît mai apropiat de fierul alfa, adică cu un conținut redus de impurități și de elemente de aliere și cu structura omogenă. Suprafața suportului trebuie să fie fără defecte, știind că neuniformitățile suprafeței duc la concentrări de tensiuni în stratul de email și, în afară de aceasta, sînt și colectoare de gaze.

Fig. 2

Deoarece rezistența la compresiune a emailului este mai mare de aproximativ 10 ori decît rezistența la întindere, suportul trebuie astfel proiectat încît stratul de email să fie solicitat întotdeauna la compresiune.

Cum coeficientul de dilatare termică al oțelului este mai mare decît cel al emailului, în timpul răcirii pieselor emailate se obține o precomprimare a stratului de email, care favorizează comportarea în exploatare a acestuia.

În privința suportului trebuie avute în vedere următoarele condiții :

— suportul să fie rigid, pentru a nu fi supus la deformații care ar periclita stratul emailat ;

— solicitările suportului să se plaseze în domeniul elastic ;

— să se evite trecerile bruște între secțiunile de grosimi diferite, precum și aglomerările de material ;

— să nu se creeze spații închise de aer, ca urmare a îmbinărilor prin sudură a flanșelor, întăriturilor etc., deoarece, în timpul încălzirii, aerul dilatîndu-se va provoca deformarea suportului și, eventual, deteriorarea stratului de email.

În privința îmbinărilor sudate trebuie luate în considerare o serie de condiții.

Astfel, cordoanele de sudură trebuie să fie executate de sudori de înaltă calificare, în scopul asigurării calității ; nu se admit defecte de suprafață sau de masă ; prelucrarea ulterioară a cordoanelor de sudură asigură calitatea corespunzătoare a suprafețelor ce trebuie emailate.

Sudura autogenă se utilizează pentru îmbinarea elementelor de grosimi mai reduse și a celor care prezintă rosturi de 1—5 mm. Flacăra trebuie să fie neutră din punct de vedere chimic, pentru a nu schimba compoziția chimică a cordonului de sudură. O flacără cu exces de acetilenă îmbogățește sudura în carbon ; o flacără oxidantă o decarburează, ducînd la defecte în cordonul de sudură, iar conul de gaze scufundat în baia de sudură duce la incluziuni și la dizolvarea hidrogenului în cantități mari.

Sudura manuală cu arc electric este cea mai des aplicată, folosind electrozi de grosime medie sau mare, de tipul rutilic sau bazic, obținîndu-se un conținut de carbon mai mic de 0,1%. Se recomandă ca sudura spre partea care urmează să se emaileze să se execute cu electrozi aliați cu titan, la care raportul $\frac{Ti}{C} > 6$, deci pentru cazul descris $Ti > 0{,}6\%$ (această condiție este satisfăcută de electrozii de fabricație sovietică HN-E2). În scopul reducerii conținutului de hidrogen în cordonul de sudură se recomandă ca după fiecare trecere să se lase să se răcească cusătura înainte de trecerea următoare, pentru a se produce degazarea. În acelaşi scop se impune calcinarea între 230 şi 280°C, cel puţin a electrozilor bazici.

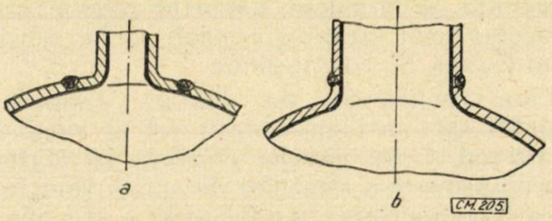


Fig. 3

În timpul sudării trebuie să se evite pendularea electrodului, iar arcul trebuie să fie cît se poate de scurt, pentru a se reduce la minimum influenţa atmosferei.

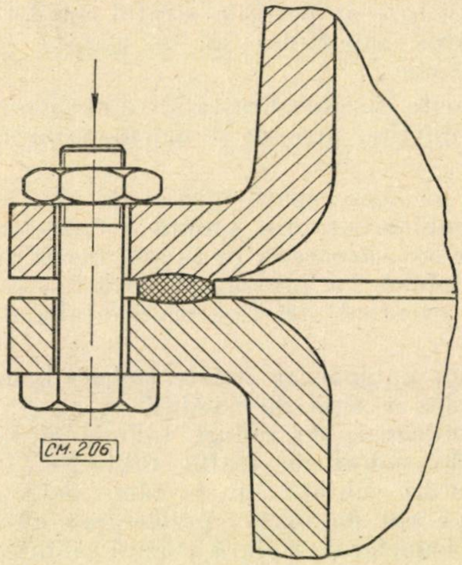


Fig. 4

Sudura automată şi semiautomată sub strat de flux este folosită în mai mică măsură, datorită faptului că utilajele care urmează a se emaila sînt, în general, unicate şi pentru că sînt necesari electrozi şi fluxuri care să nu îmbogăţească cordonul de sudură în Si şi Mn.

Sudura electrică sub atmosferă protectoare de argon este puţin economică şi se foloseşte la sudarea pieselor complicate şi a racordurilor în toate poziţiile.

În scopul asigurării calităţii suprafeţelor supuse emailării, la proiectarea şi executarea utilajelor trebuie respectate o serie de recomandări :

— forma utilajului să fie cît mai simplă;

— nu se mai admit muchii, aglomerări, treceri bruşte de secţiune şi denivelări;

— razele de racordare vor fi de minimum 10 mm;

— racordurile să fie cît mai mari, pentru a uşura sudarea, finisarea cordoanelor sudate şi calitatea emailării;

— sudarea racordurilor la aparate se va face cap la cap (fig. 3, *a* — racorduri mici, fig. 3, *b* racorduri mari);

— se evită asamblările cu flanşe şi şuruburi, deoarece flanşele duc la treceri de secţiuni diferite, iar ansamblul respectiv este solicitat la încovoiere, periclitînd stratul de email (fig. 4);

— se recomandă ca în locul asamblărilor cu flanşe să se utilizeze soluţia din figura 5, care, la aceleaşi forţe de etanşare, duce la eforturi mai mici în aparat, deci contribuie la protejarea stratului de email;

— o soluţie simplă şi interesantă o prezintă brîurile cu şuruburi rabatabile, care sînt compuse din două semiinele asamblate între ele cu şuruburi sau ştifturi şi se montează pe aparat după emailare (fig. 6);

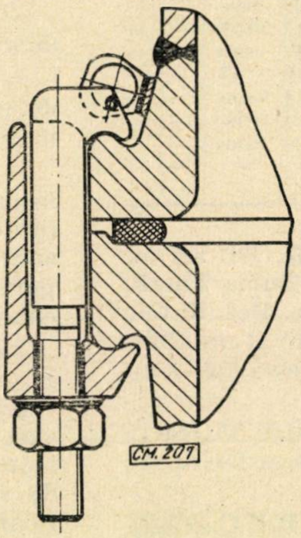


Fig. 5

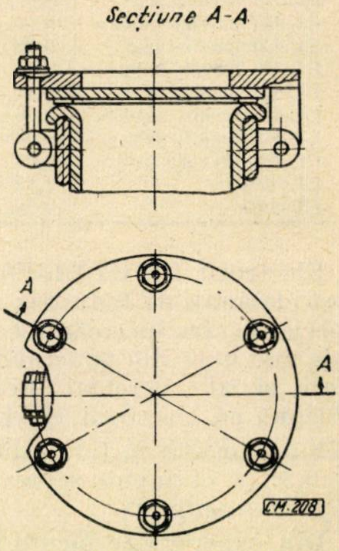


Fig. 6

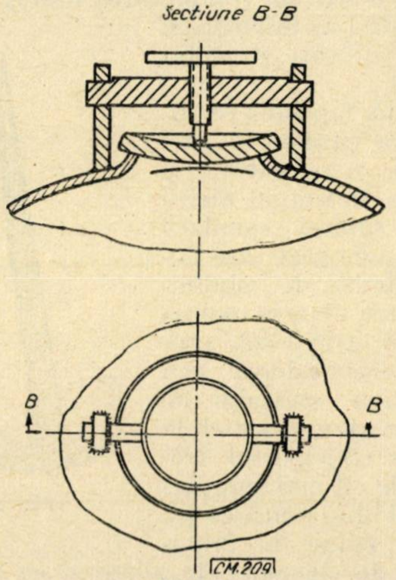


Fig. 7

— pentru forţe de închidere mici se recomandă soluţia din figura 7;

— vasele cu mantale de încălzire (răcire) nedemontabile se prevăd înainte de emailare cu elemente (gulere) de care urmează să se sudeze mantaua de încălzire în așa fel încît temperatura cordonului de sudură să nu influențeze stratul emailat (fig. 8); în acest caz, sudurile din dreptul săgeților se realizează după emailare;

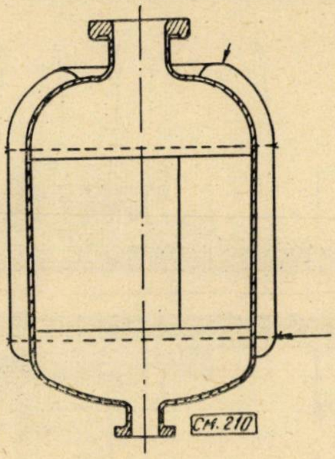


Fig. 8

— în cazul în care nu este posibil ca întregul aparat să fie emailat, se execută construcții mixte, la care se emailează numai o parte din piese sau din aparat; exemplu de construcție mixtă — cutiile de etanșare ale vaselor sau autoclavelor emailate, prevăzute cu amestecător.

---

[1] STAS 6662-62, Forme și dimensiuni la sudarea manuală cu arc electric și cu gaze. [2] *Dittemer, E.* Schweissen im Email-Druckbehälterbau. In : Schweissen und Schneiden, nr. 6, 1962. [3] *Nichitin, D. G.* și *Lubavski, K. V.* Alierea cu titan în vederea emailării metalului cusăturii la sudarea cu arc electric. În: Svarocinoe proizvodstvo, nr. 2, 1964, p. 3—6. [4] *Faulstich, R.* Wurzelschweissen an hochbeanspruchten Rohren aus niedrig- und hochlegierten Stahlen. In : Schweissen und Schneiden, nr. 3, 1961. [5] Thale Glasemaillierte Behälter und Apparate. VEB Eisen und Hüttenwerke Thale. [6] *Surgean, I.* Cercetări privind fenomenul apariției porilor în cordonul de sudură la utilizarea diferitelor tipuri de electrozi diferiți.

CZ 621.941.235.3-229.3

Unele probleme în legătură cu dispozitivele de prindere pe strungurile automate

ERNEST KISS, MARTHA SĂLCUDEAN și GHEORGHE SĂLCUDEAN

În prezentul articol se ridică unele probleme referitoare la construcția sistemelor de prindere automată cu bucșă elastică, la reglarea și utilizarea lor și la tehnologia de execuție a acestora.

Utilizarea tot mai largă a mașinilor-unelte automate, includerea lor în linii automate de producție, pun problema măririi siguranței de funcționare a mecanismelor mașinii.

Una dintre cauzele cele mai frecvente ale opririi strungurilor automate este defectarea mecanismului de prindere a materialului. Pe lîngă pierderile cauzate de opririle frecvente datorite acestor defecțiuni, cheltuielile legate de înlocuirea pieselor deteriorate sau uzate sînt de asemenea foarte însemnate.

Importanța economică a acestei probleme este evidentă, dacă se analizează în ansamblu eforturile depuse de întreprinderile industriale pentru a asigura mașinile automate cu bucșe de prindere, alimentare, ghidare, cum și cu țevi și pîrghii de strîngere. Îmbunătățirea situației se poate realiza prin reglarea corectă a mecanismului și prin asigurarea pieselor de rezervă la nivelul pieselor originale. În situația în care aceste piese se execută de către fiecare uzină care utilizează aceste tipuri de mașini, cîteva indicații în legătură cu reglarea și executarea lor corectă pot fi folositoare.

Practica construcției de mașini-unelte automate a generalizat două tipuri de mecanisme de strîngere.

Mecanismul de prindere al strungurilor automate multiaxe. Principiul de funcționare a acestui mecanism este prezentat în figura 1. Bucșa *1* de strîngere a materialului este trasă în contul axului principal de către țeava de strîngere *2*, care este deplasată în direcție axială de manșonul *3* prin intermediul unor bile ce se deplasează radial pe o suprafață înclinată fixă *4*. Manșonul *3* este comandat de o camă spațială *5*, permanentă, situată pe axul de distribuție al mașinii.

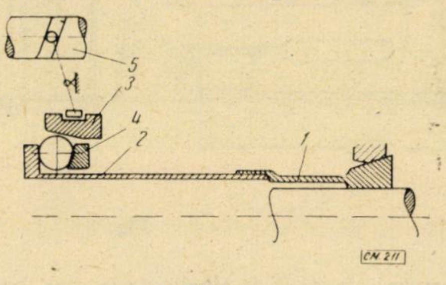


Fig. 1

Printre avantajele acestui sistem se observă gabaritul redus al mecanismului, simplitatea constructivă, precum și faptul că efortul axial rezultat în timpul procesului de așchiere, împinge bara în direcția forței de strîngere, pe care o mărește.

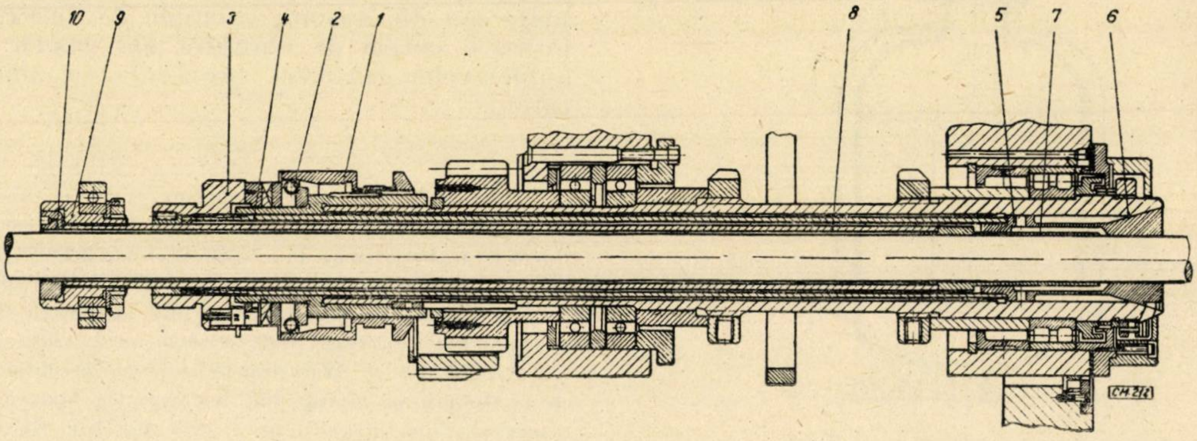


Fig. 2

Din cauza considerentelor menționate și, în special, din cauza gabaritului redus, mecanismul este universal răspîndit în cazul strungurilor automate multiaxe, unde micșorarea gabaritului tamburului portax are o importanță deosebită în vederea sporirii preciziei și a micșorării forțelor de inerție la rotirea tamburului.

Rezolvarea constructivă a acestui sistem de prindere se vede în figura 2, unde este reprezentată acționarea axului principal al strungului automat cu șase axe tip 1240.

Strîngerea se realizează acționînd asupra manșonului *1* cu o camă montată pe arborele de distribuție. Partea conică a manșonului *1* acționează asupra bilelor *2* care, concomitent cu deplasarea radială, se deplasează și axial, deplasînd în acest sens și piesa *3*; piesa *3*, fiind înșurubată pe țeava de strîngere *4*, deplasează spre stînga bucșa elastică *5*. Strîngerea are loc prin deplasarea radială a bacurilor bucșei de strîngere *5*, realizată prin contactul cu locașul conic al capătului anterior al axului principal *6*.

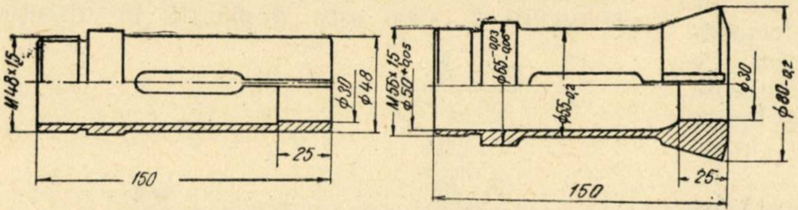


Fig. 3

Deplasarea de alimentare a barei se realizează prin bucșa de alimentare *7*, care este acționată axial prin țeava de alimentare *8*. Mișcarea de alimentare este transmisă țevii de alimentare *8* prin piesa *9*, de la axul de distribuție al mașinii. Bara prelucrată este ghidată în spate de bucșa de ghidare *10*.

Piesele ce realizează alimentarea și prinderea materialului sînt bucșa de strîngere *1* și bucșa de alimentare *2*, reprezentate în figura *3*. Dimensiunile respective corespund strungului tip 1240.

Mecanismul de prindere al strungurilor automate monoaxe. Principiul de funcționare a acestui mecanism este reprezentat în figura *4*. Bucșa *1* de strîngere a materialului este strînsă de bucșa *2* prin suprafețele conice respective. Mișcarea de strîngere este transmisă bucșei *2* prin țeava de strîngere *3* acționată de ghiarele *4* și de manșonul *5*. Manșonul este comandat de o camă spațială permanentă *6*, montată pe unul din axele auxiliare ale mașinii.

Înaintarea și strîngerea materialului sînt comandate de arborele de distribuție printr-un ciocnitor. Camele propriu-zise, care comandă avansul și prinderea materialului, sînt așezate pe unul din axele auxiliare ale mașinii, așezat sub axul principal.

Mecanismul de avans și strîngere a materialului trebuie să execute succesiv mai multe operații : în timp ce bucșa de strîngere fixează materialul, bucșa de alimentare se retrage alunecînd cu frecare pe material; în momentul alimentării se deschide bucșa de strîngere și este acționat mecanismul de avans care deplasează materialul pînă la opritor; după ce a avut loc avansarea barei, este acționat mecanismul de strîngere a barei.

Rezolvarea constructivă a acestui sistem de prindere se vede în figura 5, unde este reprezentată secțiunea axului principal al strungului automat cu un ax Skoda A 40.

Strîngerea se realizează prin acționarea manșonului *1* de o camă montată pe arborele auxiliar. Manșonul *1*, prin pîrghiile *2*, deplasează spre dreapta țeava de strîngere *3* care, prin bucșa *4*, realizează strîngerea bucșei de prindere a materialului *5*.

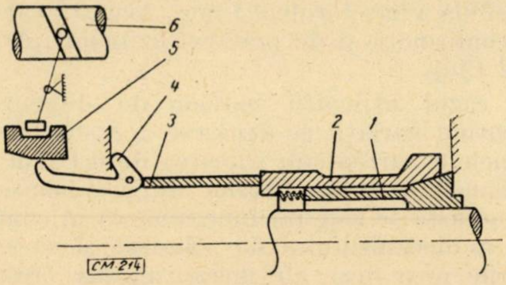


Fig. 4

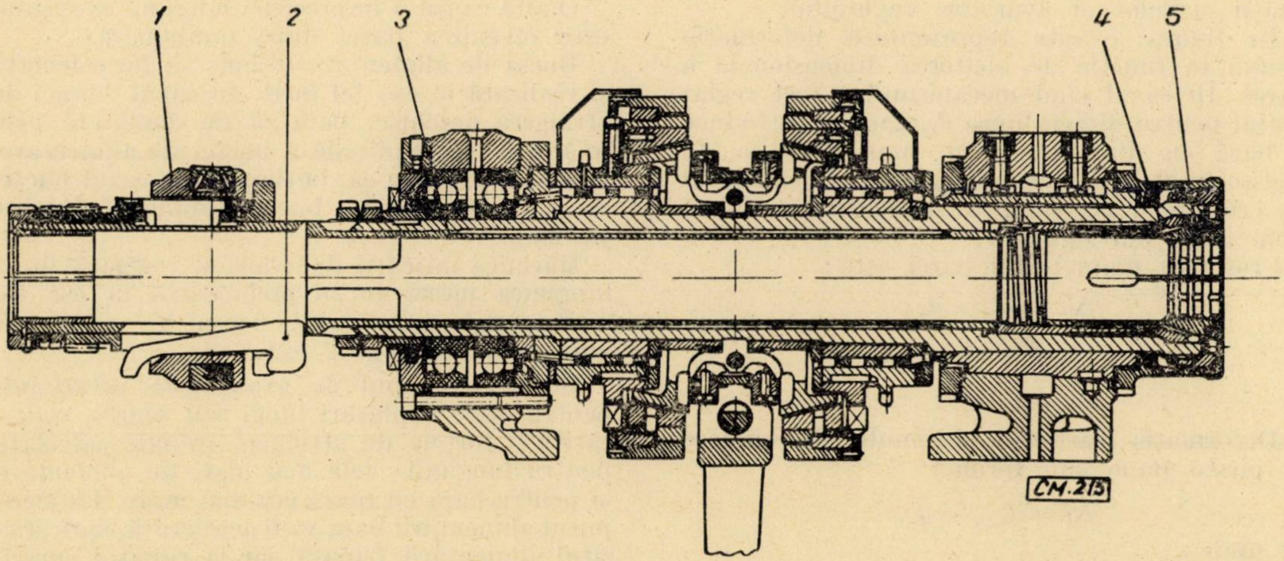


Fig. 5

Alimentarea se realizează acționînd asupra unui manșon care deplasează spre dreapta țeava de alimentare, pe care este înșurubată bucșa de alimentare.

Acest sistem este mai avantajos din cauza construcției mai simple a bucșei de strîngere a materialului, care lucrează într-o situație mai favorabilă, nefiind solicitată la tracțiune de către forța de strîngere. Sistemul asigură o durată mai mare de funcționare a acestui tip de bucșă și o siguranță mai mare de funcționare a întregului mecanism.

Trebuie subliniată necesitatea sincronizării perfecte a comenzilor date de camele de comandă pentru strîngerea și deplasarea materialului. În cazul cînd celelalte piese ale mecanismului de prindere și înaintare a materialului sînt în stare perfectă, funcționarea defectuoasă a mecanismului de prindere este cauzată de defecțiuni la camele de pe axul auxiliar, în special în cazul mașinilor necorespunzător reparate.

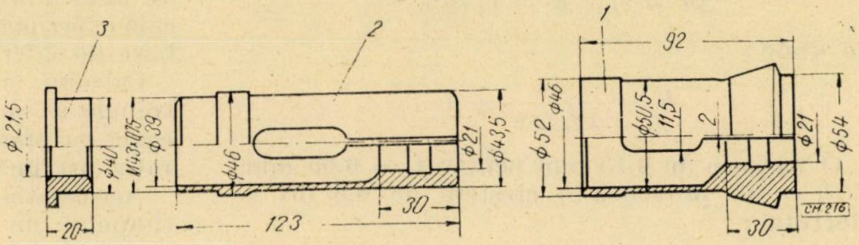


Fig. 6

Piesele ce realizează alimentarea și prinderea materialului sînt : bucșa de strîngere *1*, bucșa de alimentare *2* și bucșa de ghidare a materialului *3* (fig. 6).

Dimensiunile precizate în figura 6 corespund strungului automat Skoda A 40 ; dimensiunile generale sînt valabile pentru toate mașinile de acest gen.

Pe lîngă siguranța și durata lungă de funcționare, mecanismul de strîngere mai trebuie să asigure o fixare coaxială a materialului, alimentarea la lungimi invariabile, și să împiedice mișcarea materialului în timpul prelucrării, mai ales în direcția axială.

În continuare, se prezintă problemele mai frecvente ale reglării prinderii barelor, probleme ce apar chiar în cazul cînd mecanismul de prindere a fost reglat ținînd seamă de particularitățile menționate.

Influența abaterilor dimensionale ale barelor ce se prelucrează. Pentru a feri mecanismul de strîngere de ruperi, o importanță primordială trebuie acordată abaterilor dimensionale ale barelor. O abatere dimensională mare a barelor, în cazul cînd mecanismul este reglat pentru o anumită dimensiune, are ca urmare fie ruperea unui element din lanţ, fie o prindere nesigură a barei, fapt care permite deplasări în timpul prelucrării, avînd drept efect distrugerea majorităţii sculelor şi avarierea reglajului.

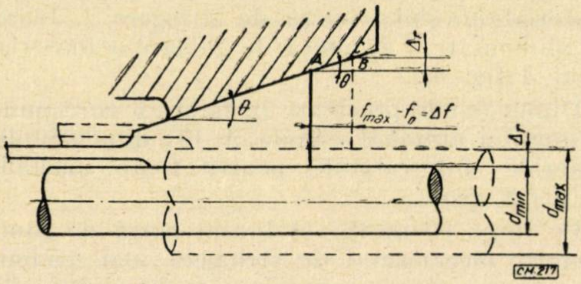


Fig. 7

În figura 7 este reprezentată deformaţia bucşei în funcţie de abaterea dimensională a barei. În cazul cînd mecanismul a fost reglat iniţial pentru dimensiunea d_1, dacă se introduce o bară cu dimensiunea d_2 mai mare ca d_1, mecanismul va fi suprasolicitat. Coeficientul de creştere a efortului K se poate calcula cu elementele din figura 7.

Creşterea diametrului barei este:

$$\Delta d = d_2 - d_1;$$

$$\Delta r = \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Deformaţia elastică a sistemului de prindere se poate pune sub forma:

$$\Delta f = f_{max} - f_0,$$

de unde:

$$\Delta r = (f_{max} - f_0) \operatorname{tg} \theta.$$

Dacă se notează cu K raportul f_{max}/f_0 (coeficientul de creştere a efortului), se obţine:

$$\Delta d = 2\left(\frac{f_{max}}{f_0} - 1\right) f_0 \operatorname{tg} \theta;$$

$$\Delta d = 2 f_0 (K - 1) \operatorname{tg} \theta,$$

de unde:

$$K = \frac{\Delta d}{2 f_0 \operatorname{tg} \theta} + 1.$$

O variaţie de 0,15 mm pentru $f_0 = 0{,}05$ mm şi $\theta = 15°$ provoacă o creştere de 6,6 ori a efortului:

$$K = \frac{0{,}15}{2 . 0{,}05 . 0{,}268} + 1 = 6{,}6.$$

Este evident că deformaţiile elastice şi deformaţiile de contact ale pieselor mecanismului de strîngere reduc sensibilitatea mecanismului; cu toate acestea sensibilitatea mecanismului la variaţia dimensională a barelor este evidentă. Calcule mai detaliate, cum şi recomandările uzinelor constructoare indică o abatere maximă admisibilă a barelor de 0,1 mm. Această valoare este confirmată şi de practica uzinelor ,,Armătura'' Cluj.

În cazul utilizării barelor de dimensiuni prezentînd variaţii ce depăşesc această valoare (în unele cazuri şi sub valoarea de 0,1 mm), se recomandă sortarea barelor după dimensiuni. Prin aceasta se asigură funcţionarea în condiţii bune a mecanismului de prindere şi se evită reglările prea dese ale mecanismului, crescînd totodată şi gradul de utilizare a utilajului.

Asigurarea lungimii de avans la dimensiuni invariabile. Imprecizia lungimii avansului barei se datoreşte forţei de strîngere insuficiente a bucşei de alimentare şi ia naştere prin patinarea bucşei de alimentare pe material.

O altă cauză a impreciziei lungimii avansului este revenirea barei după tamponare.

Bucşa de alimentare trebuie să fie calculată şi realizată în aşa fel încît, în cazul bucşei de strîngere deschise, bara să fie deplasată prin mişcarea longitudinală a bucşei de alimentare, fără să alunece în ea, în timp ce, în cazul bucşei de strîngere închise, bucşa trebuie să alunece pe bară.

Mărimea mişcării de avans se reglează după lungimea piesei ce se prelucrează în aşa fel încît, după tamponare, bucşa de avans să alunece pe bară 1—2 mm.

Deoarece timpul de avans este invariabil, pentru orice deplasări lungi sau scurte, solicitările şi forţele de strîngere trebuie calculate pentru lungimile cele mai mari de alimentare şi pentru bara cu masa cea mai mare. La începutul alimentării bara va fi accelerată, spre sfîrşitul alimentării, frînată, iar la capătul cursei, oprită de către tampon. Reglajul corect nu permite patinarea bucşei de avans pe material la începutul cursei (în acest caz lungimea de alimentare este mai mică); la sfîrşitul cursei nu permite patinarea barei în bucşă înainte de atingerea tamponului.

Relaţia dintre forţa de reţinere a patronului de alimentare şi diametrul barei obţinute pe cale experimentală este dată în figura 8, pentru bare de diferite diametre.

Calculul şi execuţia bucşei de alimentare trebuie să se facă pentru o forţă de reţinere egală cu produsul dintre masa barei şi acceleraţia maximă.

Acceleraţia maximă se calculează pe baza timpului de alimentare a maşinii. Această caracteristică se găseşte în catalogul fiecărei maşini (~0,50 s pentru maşini monoax şi ~0,6 s pentru maşini cu mai multe axe).

Pe de altă parte este absolut necesară sincronizarea mişcării bucşei de avans cu aceea a bucşei de strîngere; din această cauză, în cazul reparaţiilor sau al schimbării camelor ce comandă această mişcare, reproducerea lor fidelă este o condiţie de bază.

Trebuie remarcat, de asemenea, că bucşa de alimentare care respectă relaţia din figura 8, nu permite revenirea barei după tamponare. În caz contrar, bucşa de alimentare va permite revenirea barei, deci o alimentare cu lungimi necorespunzătoare, chiar în cazul în care lungimea de avans reglată este mai mare decît lungimea pînă la opritor.

Asigurarea forţei corespunzătoare la bucşa de strîngere. Bucşa de strîngere trebuie să fie acţionată prin ţeava de strîngere a mecanismului maşinii, cu o forţă suficientă pentru fixarea rigidă a barei. Forţele de aşchiere trebuie calculate conform regimului de aşchiere stabilit. Forţa de tragere a bucşei în locaşul său conic, pentru bucşe corect executate, este $F=1{,}25\ P_x$, unde P_x reprezintă forţa axială de aşchiere, în kgf, iar F, forţa axială în ţeava de strîngere. Bucşele de strîngere cu elasticitate scăzută reclamă o forţă mai mare în ţeava de strîngere.

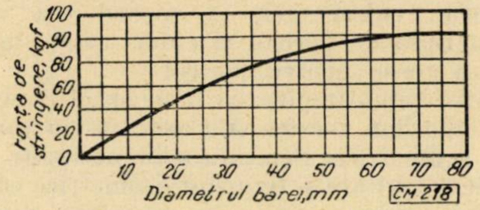


Fig. 8

Tehnologia de execuţie a bucşelor elastice. Tehnologia fabricării bucşelor elastice depinde în mare măsură de materialul folosit pentru executarea lor şi este caracterizată prin rigiditate redusă în majoritatea fazelor de lucru, datorită pereţilor subţiri, canalelor şi fantelor, acest aspect mărind dificultăţile tratamentului termic.

Procesul tehnologic trebuie să asigure precizia dimensională, coaxialitatea părţii de prindere cu partea conică şi partea de conducere din spate a bucşei, o duritate de 56—60 HRC a părţii de lucru (fălcile propriu-zise) şi de 38—42 HRC a cozii, precum şi o elasticitate bună.

Dintre materialele folosite în uzinele noastre pentru executarea bucşelor elastice (13 CN 35; OSC 8; OSC 10 şi Arc 1), cel mai corespunzător s-a dovedit a fi Arc 1, STAS 795-49.

Procesul tehnologic de prelucrare a bucşelor începe cu operaţiile de strunjire la dimensiune, asigurîndu-se adaosurile de rectificare necesare. Frezarea fantelor se face cu freze disc, cu grosimea de 2~2,5 mm, şi se execută în aşa fel încît se lasă o punte de legătură de 8 × 12 mm, conform figurii 9 (D_f = diametrul frezei).

O operaţie importantă pentru mărirea forţei de strîngere a bucşei elastice o constituie frezarea celor trei suprafeţe plane în dreptul fantelor, pe suprafaţa conică a bucşei, operaţie ce se poate executa cu aceleaşi dispozitive cu care s-au frezat fantele, înclinate însă în mod corespunzător.

În cazul existenţei unor canale longitudinale sau în cazul bucşelor hexagonale se execută profilul dorit prin mortezare sau broşare.

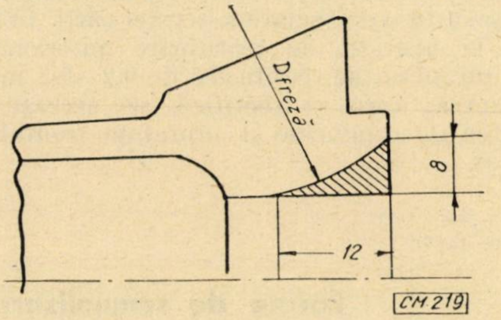


Fig 9

În cazul utilizării oţelului Arc 1, tratamentul termic este următorul: călire la 820—840°C cu răcirea bucşei în poziţie verticală, în ulei, revenirea cozii la 460—530°C, pe cît posibil în baie de săruri; după acest tratament este indicată o revenire generală la 180—200°C, timp de o oră.

După tratamentul termic urmează operaţiile de rectificare în următoarea succesiune:

— rectificarea părţii de strîngere şi a suprafeţei frontale din faţă, bucşa fiind aşezată pe porţiunea cilindrică de ghidare din faţă şi pe suprafaţa frontală din spate;

— rectificarea suprafeţei frontale din spate, baza de aşezare fiind partea de strîngere şi suprafaţa frontală din faţă;

— rectificarea porţiunii de ghidare din spate şi rectificarea conului, baza de aşezare fiind partea de strîngere şi suprafaţa frontală din faţă;

— tăierea completă a fantelor.

Urmează apoi operaţia de căscare a fălcilor, care se recomandă a se face prin cufundarea cozii şi a părţii elastice într-o baie de săruri cu temperatura de 460—530 C°, timp de 2—4 min, urmată de o răcire în aer.

În prealabil, fălcile sînt căscate cu un dorn conic, iar o căscare mai mare de 3 mm este împiedicată de un inel ce se fixează pe porţiunea conică (fig. 10).

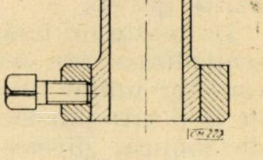


Fig. 10

Porţiunea de conducere din spate se protejează contra deformării tot printr-un inel ce se fixează pe această porţiune.

Căscarea fălcilor prin încălzire locală cu ajutorul flăcării oxiacetilenice a porţiunii elastice este contraindicată, realizîndu-se o deschidere neuniformă a fălcilor, rezultînd o reducere a forţei de strîngere.

Rectificarea definitivă a părţii de conducere din spate este necesară în cazul în care, cu toate măsurile de protecţie luate la căscarea fălcilor, se constată o deformare a acestei părţi. În acest caz, la operaţia de rectificare anterioară, se lasă un adaos de rectificare de 0,2—0,3 mm pe diametru, care se rectifică pe aceeaşi bază (partea de conducere şi suprafaţa frontală din spate).

Urmează rectificarea celor trei suprafeţe plane în dreptul fantelor.

Operaţiile de control care se execută vizează în special coaxialitatea alezajului de strîngere cu suprafaţa conică şi partea de ghidare din spate, verificarea realizîndu-se cu ajutorul comparatoarelor într-un dispozitiv de prindere special.

---

[1] *Saumean.* Maşini automate. Bucureşti, Ed. tehnică, 1957. [2] *Finkelnburg.* Mehrspindelnautomaten. [3] In : Maşini-unelte şi scule, nr. 5, 1961.

CZ 614.8: 654.91

Forme de semnalizare vizuală a pericolelor în industrie

OTTO SCHNABEL şi ION ŞTEFAN

Măsurile de protecţia muncii se pot împărţi în două categorii : măsuri care elimină pericolul de accidente sau îmbolnăviri profesionale, cum sînt dispozitivele de tehnica securităţii, şi măsuri care nu înlătură pericolul de accidente, ci atrag atenţia muncitorilor asupra necesităţii unei anumite comportări pentru evitarea accidentelor, în special atunci cînd pericolul nu este cunoscut. Din ultima categorie fac parte diferitele forme de semnalizare.

Semnalizarea se poate adresa fie analizatorului acustic al organismului omenesc, în acest scop fiind utilizate sonerii, sirene etc., fie analizatorului vizual, pentru aceasta fiind folosite semne, inscripţii, semnale luminoase etc.

Studierea normelor de tehnica securităţii şi cercetarea locurilor de muncă din diferite ramuri de producţie relevă necesitatea utilizării unor astfel de semnalizări. De exemplu, în halele industriale, unde se fac deplasări de materiale cu ajutorul macaralelor sau al podurilor rulante, normele de tehnica securităţii interzic circulaţia persoanelor sub încărcăturile suspendate şi recomandă folosirea de avertizoare care să facă cunoscută această interdicţie. De asemenea, deosebit de importante sînt formele de semnalizare care au rolul de a preveni accidentele în cazul lucrărilor la instalaţii electrice, accidentele respective fiind, de obicei, foarte grave.

De multe ori însă, locurile periculoase nu sînt semnalizate sau semnalele folosite nu au un caracter unitar (inscripţii cu texte care diferă de la o întreprindere la alta, pentru acelaşi loc de muncă, diverse semne convenţionale cu sau fără texte). Pentru reglementarea acestei situaţii, în multe ţări s-a trecut la standardizarea formelor de semnalizare vizuală, în conformitate cu recomandările Organizaţiei Internaţionale pentru Standardizare (ISO).

Aceste forme de semnalizare au la bază culorile de securitate, care pot fi împărţite în două categorii : culori reci, în special cea verde, pentru lipsa de pericol şi culori calde, în special cea roşie, pentru pericol.

Pentru preîntîmpinarea deficienţei în distrugerea culorilor, acestea sînt asociate cu anumite figuri geometrice. Semnificaţiile atribuite culorilor de securitate şi figurilor geometrice cu care ele sînt asociate în ţara noastră, conform STAS 6471-61, „Indicatoare de securitate, prescripţii generale" sînt indicate în tabela 1.

Tabela 1

Culorile de securitate	Figura geometrică	Semnificaţia
Roşu	cerc	interzicere, oprire
Galben	triunghi echilateral	avertizarea unui pericol
Verde	dreptunghi (avînd ca bază latura lungă)	siguranţă, zonă liberă
Albastru (auxiliar)	dreptunghi	informare, comunicare

Pentru a se îmbunătăţi vizibilitatea culorilor de securitate şi a le reliefa faţă de mediul ambiant, ele sînt corelate cu culori de contrast. Pentru roşu, verde şi albastru, culoarea de contrast este albul, iar pentru galben, culoarea de contrast este cea neagră. De asemenea, este admisă posibilitatea ca figura geometrică să fie încadrată de un chenar, care contribuie la distingerea formei de semnalizare pe fondul pe care este aplicată.

Elementele menţionate — culoarea de securitate, culoarea de contrast, figura geometrică, chenarul — şi, în plus, semnul convenţional (simbolul) sau textul intră în componenţa indicatoarelor de securitate.

Culoarea de securitate şi figura geometrică dictează atitudinea ce trebuie luată la vederea lor, fără a se cunoaşte motivarea acesteia. Precizarea conţinutului unui indicator de securitate, sugerarea naturii pericolului ce trebuie evitat se fac prin intermediul semnelor convenţionale. Acestea au fost reglementate printr-un nou standard, elaborat de Institutul de cercetări pentru protecţia muncii.

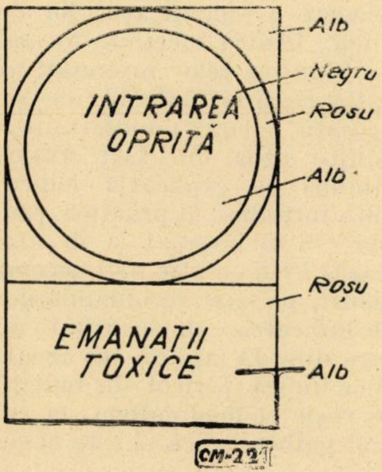


Fig. 1

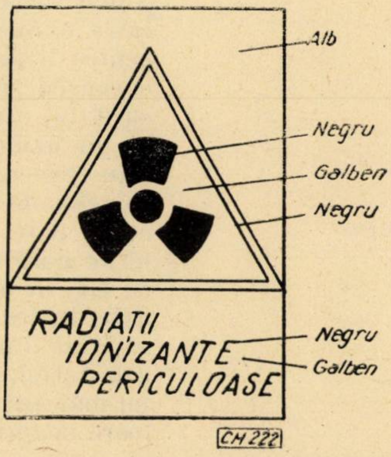


Fig. 2

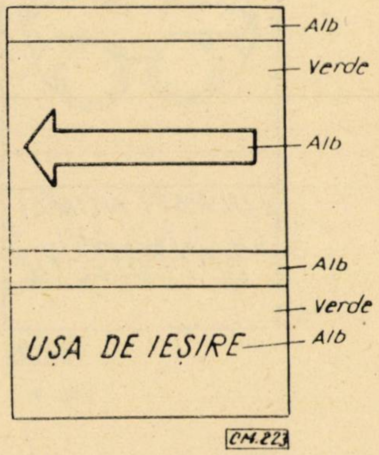


Fig. 3

Noul standard prevede 20 de semne convenţionale, executate în culoarea de contrast în interiorul figurii geometrice, pe fondul culorii de securitate. Este o schemă uzuală, obişnuită şi în circulaţie, cum şi în prevenirea incendiilor, ceea ce asigură o concordanţă a formelor de semnalizare vizuală folosite în diferite domenii.

Indicatoarele de securitate ce comunică o interdicţie nu au semne convenţionale; acestea au fost înlocuite cu texte scurte, imperative, înscrise cu negru în interiorul unui cerc alb. Acest tip de indicatoare face deci excepţie de la regula generală, de utilizare a semnelor unitare cu sensuri precise — excepţie întîlnită şi în unele standarde străine consultate.

Noul standard aduce precizări şi în problema chenarului limitat numai la cerc şi la triunghi echilateral. La triunghi, chenarul are culoarea de contrast, iar la cerc, chenarul este chiar purtătorul culorii de securitate (roşie), interiorul cercului fiind, după cum s-a arătat, alb. Pentru a se mări suprafaţa culorii de securitate chenarul cercului are grosimea dublă faţă de chenarul triunghiului.

Indicatoarele de securitate astfel concepute, asociate cu un text explicativ, alcătuiesc tăbliile indicatoare de securitate, care constituie obiectul unui alt standard (STAS 7127-65).

Tăbliile indicatoare de securitate au formă dreptunghiulară, cu latura lungă verticală. În partea superioară, de formă pătrată, a tăbliei este plasat indicatorul de securitate, iar în partea inferioară — textul explicativ, care precizează cauza interdicţiei sau a avertizării. Textul explicativ este scris cu majuscule în culoarea de contrast, pe fondul culorii de securitate a indicatorului.

La tăbliile indicatoare care comunică o informaţie sau indică o zonă liberă, lipsă de pericol, spaţiul în care este plasat indicatorul are, la partea superioară şi la cea inferioară, cîte o dungă albă, de aceeaşi lăţime, pentru a se menţine forma dreptunghiulară a indicatorului.

Dimensiunile tăbliilor indicatoare de securitate se încadrează în seriile de numere normale considerate ca fiind cele mai frecvente. Aceste dimensiuni sînt prezentate în tabela 2 (*a* — latura pătratului rezervat indicatorului; *b* — lungimea tăbliei).

Tabela 2

a, mm	100	125	160	200	250	320	400	500	630
b, mm	140	180	230	290	360	450	560	700	870

Potrivit celor arătate, tăbliile indicatoare de securitate pot fi de patru tipuri, după comunicarea pe care o transmit: interzicere, avertizare, lipsă de pericol, informare (de exemplu, recomandarea de a purta un anumit echipament la locul de muncă respectiv) (fig. 1—4).

În cazul că este necesar un text explicativ mai amplu, indicatorul de securitate este plasat sus, în colţul din stînga al tăbliei, în partea dreaptă fiind scris cu majuscule, în culoarea de contrast, cuvîntul „Atenţie'' pe fondul culorii de securitate. Pe fondul alb al părţii inferioare se scrie textul comunicării, în negru. Schema unei tăblii indicatoare de acest fel este redată în figura 5, iar dimensiunile sînt indicate în tabela 3.

Se precizează că standardele prezentate dau și dimensiunile literelor din care se compune textul. Semnele convenționale și textele explicative propuse de standarde nu sînt limitative, după modelul lor putînd fi executate și altele, în condițiile arătate în standard.

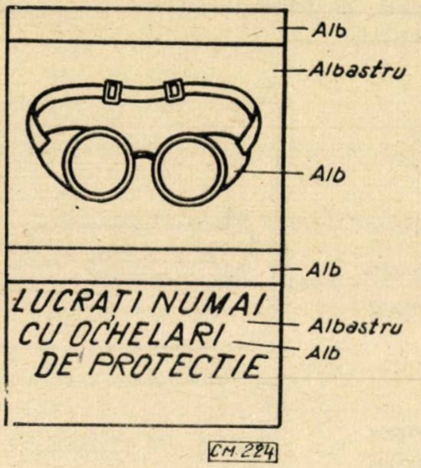


Fig. 4

Tabela 3

a, mm	320	400	500	630
b, mm	450	560	700	870
c, mm	100	125	160	200

În afara recomandărilor Organizației Internaționale pentru Standardizare (ISO), la elaborarea standardelor s-a consultat o literatură bogată, în special standarde în aceeași problemă din diferite țări, cum și cele interne, referitoare la semnalizarea vizuală. Totodată s-a recurs la o largă consultare a factorilor interesați, care au dat sugestii prețioase, îndeosebi în ce privește forma semnelor convenționale.

Materialul din care se confecționează tăbliile indicatoare trebuie să fie rezistent la condițiile de mediu în care ele sînt folosite. Pentru zonele slab luminate, cu pericole de accidentare, se recomandă ca tăbliile indicatoare să fie scrise cu substanțe fosforescente.

Așezarea tăbliilor indicatoare la locurile respective se face potrivit indicațiilor date de normele de tehnica securității și igiena muncii, în orice caz în afara zonei periculoase.

Reglementarea problemei indicatoarelor de securitate și a tăbliilor indicatoare are o importanță deosebită, asigurînd executarea lor în mod unitar în toate întreprinderile și, implicit, o mai ușoară înțelegere a semnificației lor de către oamenii muncii. Pentru început, tocmai pentru a se da posibilitatea celor interesați să cunoască semnificația fiecărui indicator de securitate, va fi necesară o largă popularizare a lor în uzine. În multe uzine din țări străine s-au executat panouri cu explicația indicatoarelor de securitate introduse în practică, procedeu care ar fi bine să fie încercat și în unitățile noastre. Aceasta ar fi cu atît mai necesar cu cît, în unele cazuri, pe baza recomandărilor date de ISO, unele indicatoare de securitate au căpătat o prezentare diferită față de cea uzuală azi. Astfel, semnul ce indică pericol de radiații nu mai are culoare roșie pe fond galben, ci culoare neagră pe fond galben, adică el este în culoarea de contrast pe fondul culorii de securitate.

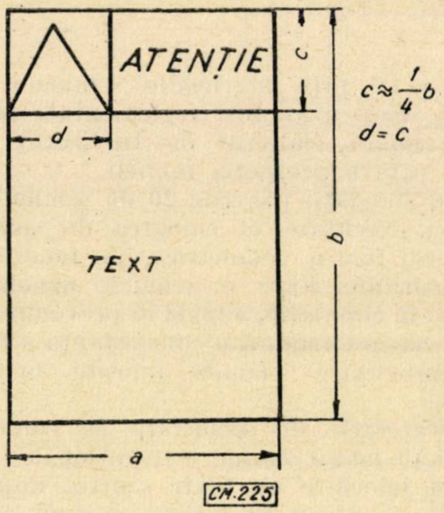


Fig. 5

Punerea în practică a acestor forme de semnalizare vizuală, potrivit standardelor ce au intrat în vigoare, va contribui la reducerea accidentelor de muncă și a bolilor profesionale în industrie.

CZ 621.822.5.001.5

Controlul la siguranţa în funcţionare a lagărelor cu alunecare

VILHELM ROHONYI

Coeficientul de frecare şi temperatura de funcţionare caracterizează funcţionarea lagărului numai în condiţii ideale, adică în cazul cînd lagărul funcţionează permanent în regim staţionar — fără opriri şi porniri — la turaţie şi sarcină constante, în condiţiile frecării fluide, debitul, temperatura şi calitatea uleiului fiind constante. Asemenea cazuri nu există însă în practică.

În realitate, de la pornire pînă la oprire, lagărul parcurge în două sensuri întregul domeniu al condiţiilor de frecare, iar în ce priveşte încălzirea lagărului se atinge, după un anumit interval de timp de la pornire, starea de echilibru termic.

Această creştere a temperaturii cauzează scăderea viscozităţii uleiului pînă la o valoare minimă, fapt ce provoacă variaţia grosimii minime a filmului de ulei rece de la valoarea zero corespunzătoare pornirii, la o valoare maximă corespunzătoare turaţiei de funcţionare a lagărului şi de la aceasta, la o valoare minimă corespunzătoare stării staţionare cu ulei cald.

Dacă sarcina variază, se stabileşte o nouă stare de echilibru caracterizată prin alte valori pentru coeficientul de frecare f, viscozitatea uleiului η, °E, temperatura de funcţionare t, °C şi grosimea minimă a filmului de ulei δ_{min}, mm.

Rezultă din această analiză sumară că funcţionarea unui lagăr cu alunecare nu poate fi caracterizată prin valori bine determinate ale acestor parametri (f, η, t, δ_{min}), ci prin totalitatea variaţiei lor, denumită condiţii de frecare şi de încălzire.

Caracteristica acestei complexităţi trebuie să garanteze siguranţa funcţională a lagărului.

Calculul celor patru parametri menţionaţi reprezintă o problemă destul de complexă. Progresul ştiinţelor tehnice a creat însă posibilităţile unor rezolvări simple. Astfel se poate introduce [1], [2] o nouă caracteristică a lagărului — turaţia de trecere n_{tr} — în expresia căreia valoarea viscozităţii uleiului η, la temperatura lagărului, figurează explicit, grosimea stratului minim de lubrifiant fiind cuprinsă într-o constantă. Coeficientul de frecare f este determinat din formula turaţiei de trecere.

Prin turaţia de trecere se înţelege turaţia la care lagărul în funcţiune părăseşte domeniul frecării mixte trecînd în acela al frecării fluide. Cu cît turaţia de trecere este mai joasă în raport cu turaţia de regim, lagărul prezintă mai multă siguranţă în funcţionare, domeniul frecării mixte fiind mai redus.

Reducerea domeniului frecării mixte, adică scurtarea duratei parcurgerii acestui domeniu, este de interes primordial din punct de vedere al reducerii uzurii în perioada pornirii, dar mai ales în aceea a opririi, reducîndu-se numărul de rotaţii în acest domeniu.

Expresia amintită nu determină valoarea precisă a turaţiei de trecere, în funcţie de parametrii şi sarcina lagărului respectiv, ci o valoare maximă, care este în mod sigur mai mare decît turaţia efectivă de trecere.

Această valoare are, într-o oarecare măsură, un caracter statistic deoarece trebuie interpretată, conform definiţiei, ca o turaţie de trecere de probabilitate maximă pentru lagărele de dimensiuni, sarcină, viteză periferică şi ungere identice (funcţionînd cu acelaşi ulei), dar avînd jocul, forma constructivă şi suprafaţa radiantă diferite. Se menţionează că jocul lagărului trebuie să fie normal, calitatea suprafeţelor de alunecare bună, raportul B/D (lăţimea/diametrul alezajului) să varieze între 0,5 şi 1,5, iar materialul cuzinetului de calitate corespunzătoare.

În condiţiile considerate, calculul oferă, în general, o siguranţă de 200—300%; în consecinţă această rezervă se poate exploata dacă — pe lîngă aceleaşi dimensiuni, construcţie, ungere şi ulei — calitatea execuţiei şi a materialului cuzinetului este mai bună şi jocul se micşorează.

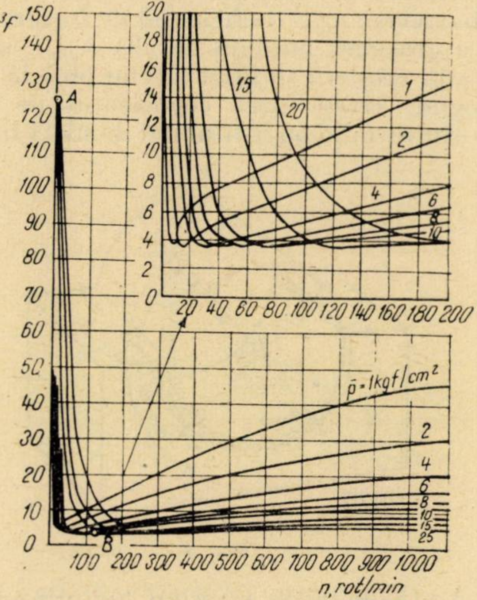


Fig. 1

În figura 1 apare diagrama Stribeck în care familia de curbe reprezentate caracterizează condiţiile de ungere în domeniul lagărelor cu alunecare. Parametrul considerat este presiunea pe suprafaţa proiectată :

$$\overline{p} = \frac{F}{BD}, \text{ kgf/cm}^2,$$

în care F reprezintă sarcina lagărului.

Fiecare curbă are o ramură descendentă şi una ascendentă, cu o valoare minimă bine precizată. Coeficientul de frecare în stare de repaus f_0 şi coeficientul minim de frecare f_{min} sînt aceiaşi pentru toate curbele.

Ramura descendentă a curbei este abruptă, ceea ce înseamnă pericol de instabilitate. Aceasta este ramura frecării mixte. Punctul A reprezintă contactul metalic, punctul B este punctul de trecere în care se termină domeniul frecării mixte şi începe acela al frecării fluide. Arborele în repaus atinge corpul cuzinetului (punctul A) ; în acest punct este definit coeficientul de frecare în repaus. Cînd arborele începe să se rotească, uleiul din interstiţiu este antrenat sub arbore, iar acesta începe să se ridice. Contactul metalic se reduce, coeficientul de frecare se micşorează rapid, uleiul are temperatura mediului ambiant.

Caracteristica domeniului de frecare mixtă este o dreaptă, ceea ce înseamnă că portanţa hidrodinamică a lagărului creşte direct proporţional cu viteza periferică a fusului. La sfîrşitul acestei perioade, fusul a pierdut contactul cu cuzinetul, coeficientul de frecare atingînd valoarea sa minimă (punctul B) f_{min}. În acest moment, filmul de ulei are grosimea minimă δ_{min} la care există deja frecare fluidă.

Începînd din acest punct caracterizat prin turaţia de trecere n_{tr}, coeficientul de frecare minim f_{min} şi grosimea minimă de ulei δ_{min}, adică în perioada creşterii turaţiei fusului pînă la turaţia de regim, creşte încet coeficientul de frecare şi grosimea minimă a filmului de ulei ; în figura 2 se arată definiţia grosimii minime a filmului de ulei, care variază în funcţie de regimul de funcţionare.

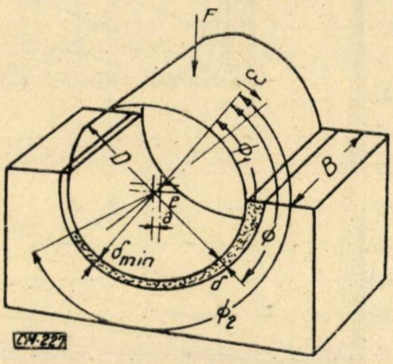


Fig. 2

Cînd arborele atinge, cu uleiul rece, turaţia de regim n, coeficientul de frecare şi grosimea minimă a stratului de ulei ating valori caracteristice pentru regimul de funcţionare. Aceste valori nu sînt încă staţionare, deoarece, datorită lucrului mecanic de frecare, uleiul se încălzeşte şi, la rîndul său, încălzeşte corpul lagărului şi arborele. Începe o altă perioadă tranzitorie la turaţie constantă, pînă cînd suprafaţa exterioară a lagărului radiind şi transmiţînd mediului ambiant căldura de frecare se ajunge la un echilibru termic.

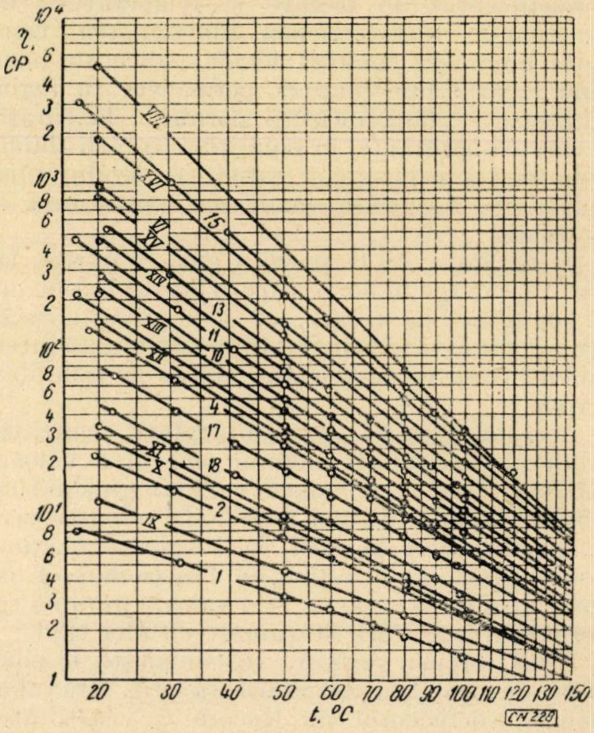


Fig. 3

În acest moment temperatura maximă a stratului de lubrifiant este t, °C. Această temperatură apare aproximativ la locul presiunii maxime p_{max}. Procesul de încălzire provoacă scăderea viscozităţii uleiului în funcţie de temperatură. Figura 3 arată curba viscozitate-temperatură în reprezentarea Cameron-Niemann a formulei exponenţiale a lui Vogel :

$$\eta = K\, e^{\frac{b}{t+c}} = K\, e^{\frac{b}{t+95}}, \text{ cP}. \tag{1}$$

Ordonata acestei diagrame are scară logaritmică, iar abscisa, scara reciprocă reprezentînd $\frac{1}{t+95}$ în funcţie de t (°C).

Această descreştere nu este de loc neglijabilă. De exemplu, de la 20°C (temperatura ambiantă) pînă la 50°C (temperatura de regim) viscozitatea poate scădea de la 35°E la 10°E, deci de 3,5 ori. Un ulei mai subţire, la aceeaşi viteză de alunecare, nu poate suporta aceeaşi sarcină, deci arborele începe să coboare, grosimea minimă de ulei se micşorează, arborele se apropie de suprafaţa cuzinetului şi coeficientul de frecare începe să scadă. Cînd temperatura a atins valoarea sa maximă, viscozitatea atinge valoarea minimă.

Concomitent cu aceasta rezultă grosimea minimă de regim a filmului de ulei şi coeficientul minim de regim al frecării fluide.

Întrucît pentru explicarea acestei comportări în exploatare diagrama Stribeck nu este potrivită, s-au căutat alte căi. Acest nou mijloc de explicare şi caracterizare a condiţiilor complicate de funcţionare a lagărelor îl reprezintă noţiunea de „caracteristica de lagăr''.

Caracteristica de lagăr trebuie să cuprindă factorii principali care caracterizează funcţionarea lagărului într-o formă adimensională. Vogelpohl a denumit caracteristica propusă de M. ten Bosch [5] „cifra Sommerfeld'', care are următoarea expresie :

$$So = 100 \frac{p\,\psi^2}{\eta\omega} = \frac{1}{200} \frac{F\,\psi^2}{\eta v B}, \qquad (2)$$

în care $\overline{p} = \frac{F}{BD}$, kgf/cm^2; $v = \frac{D\pi n}{60}$, m/s; $\psi = \frac{S}{1000\,D}$, ‰; S — jocul fusului, mm; η — viscozitatea uleiului, cP; ω — viteza unghiulară, s^{-1}, şi B — lăţimea lagărului, m.

Această caracteristică nu cuprinde explicit temperatura stratului de lubrifiant (t, °C), dar prin faptul că viscozitatea se calculează corespunzător temperaturii staţionare a stratului respectiv, temperatura intră implicit în expresia cifrei Sommerfeld.

Se cere de la această caracteristică ca să indice poziţia fusului în lagăr, adică excentricitatea relativă χ, grosimea minimă a stratului de lubrifiant δ_{min} şi coeficientul de frecare, toate acestea la temperatura staţionară de regim, adică să indice condiţiile de frecare.

Din cercetările referitoare la lagărul semiînfăşurat ($\alpha = \pi$) şi de lungime finită [3], [4] rezultă relaţiile numerice dintre caracteristica lagărului, cifra Sommerfeld şi excentricitatea relativă.

Aceste relaţii se pot generaliza fiind valabile şi pentru cuzineţii complet înfăşuraţi ($\alpha = 2\pi$). În consecinţă, cifra Sommerfeld determină în mod univoc poziţia fusului în cuzinet, iar încercările confirmă pe deplin justeţea calculelor teoretice. Diagrama din figura 4 reprezintă relaţia dintre cifra Sommerfeld (So) şi excentricitatea relativă χ.

Din diagramă se poate citi legea fizică a poziţiei fusului în cuzinet. Dacă sarcina creşte, conform relaţiei (2) creşte şi cifra Sommerfeld, deci excentricitatea relativă trebuie să crească (fig. 4), ceea ce înseamnă că fusul coboară, micşorîndu-se concomitent grosimea minimă a filmului de ulei. În caz contrar, adică dacă sarcina şi cifra Sommerfeld descresc, atunci conform diagramei din figura 4 descreşte şi excentricitatea relativă, ceea ce înseamnă ridicarea fusului spre axa sa geometrică.

Variaţia jocului relativ al lagărului $\Psi = \frac{S}{D}$ are efect identic. În cazul măririi jocului (toleranţe largi), fusul coboară şi grosimea minimă a stratului de lubrifiant se micşorează. În cazul micşorării (toleranţe strînse), fusul se ridică, ceea ce înseamnă creşterea grosimii minime a stratului de lubrifiant.

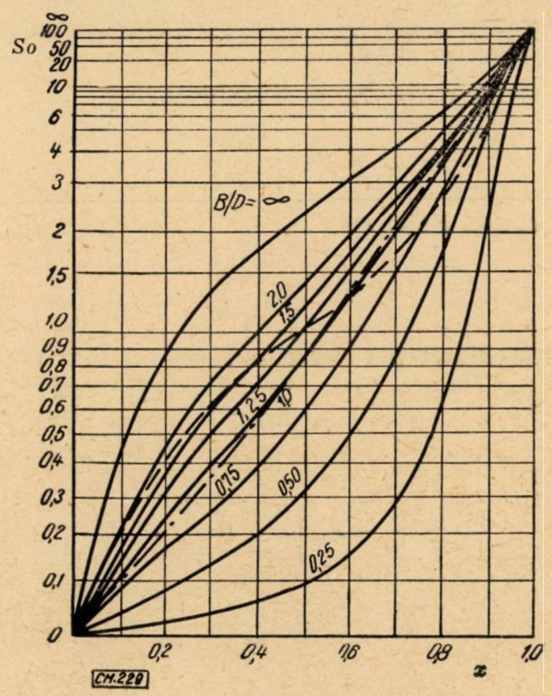


Fig. 4

Variaţia viscozităţii şi a vitezei periferice a fusului are efect contrar (η şi v se găsesc la numitorul expresiei cifrei Sommerfeld). Dacă se întrebuinţează un ulei mai vîscos (η mai mare) sau dacă fusul se roteşte mai repede (ω sau v mai mare), cifra Sommerfeld descreşte, deci arborele se va ridica. Dacă se întrebuinţează un ulei mai subţire sau fusul se roteşte mai încet, cifra Sommerfeld creşte, iar arborele va coborî.

Expresia cifrei Sommerfeld explică regimul de frecare a fusului între turaţia de trecere şi aceea de regim.

Dacă turaţia fusului este în creştere, şi anume dacă $n_{tr} < n < n_{regim}$, sarcina menţinîndu-se constantă, descreşte cifra Sommerfeld; în consecinţă, descreşte excentricitatea relativă, ceea ce înseamnă ridicarea arborelui şi mărirea grosimii minime a filmului de ulei. Uleiul însă începe să se încălzească treptat, creşterea temperaturii provocînd micşorarea viscozităţii uleiului. Or, acest fenomen cauzează creşterea cifrei Sommerfeld, respectiv a excentricităţii relative, rezultatul fiind coborîrea arborelui şi micşorarea grosimii minime a filmului de ulei.

Trecînd la explicarea variaţiei coeficientului de frecare în domeniul discutat ($n_{tr} < n < n_{regim}$), întîi este necesară introducerea noţiunii indicelui de frecare $\frac{f}{\psi}$. Aceasta pentru a putea aduce la un numitor comun expresiile de calcul pentru cele două regimuri extreme de funcţionare a lagărelor de alunecare, adică a lagărelor greu încărcate sau cu turaţie joasă (formula Gümbel-Falz) şi a celor uşor încărcate sau cu turaţie înaltă (formula Petrov).

Într-adevăr formula Gümbel-Falz:

$$f = K_2 \sqrt{\frac{\eta\omega}{p}} \tag{3}$$

şi formula Petrov

$$f = K_1 \frac{\eta\,\omega}{p\,\psi} \tag{4}$$

se pot transforma în forma:

$$\frac{f}{\psi} = \varphi(So),$$

adică:

$$\frac{f}{\psi} = K_2 \sqrt{\frac{\eta\,\omega}{p\psi^2}} = \frac{K_2}{\sqrt{So}}, \tag{5}$$

şi:

$$\frac{f}{\psi} = K_1 \frac{\eta\omega}{p\psi^2} = \frac{K_1}{So}. \tag{6}$$

Întrucît însă funcţia $\frac{f}{\psi} = \varphi\ (So)$ este continuă, la intersecţia celor două curbe trebuie să fie valabilă condiţia:

$$\frac{K_2}{\sqrt{So}} = \frac{K_1}{So}. \tag{7}$$

Cum K_1 şi K_2 sînt constante, condiţia (7) impune ca punctul de intersecţie să fie la:

$$So = 1.$$

Dacă $So < 1$, coeficientul de frecare trebuie să fie calculat cu ajutorul formulei Petrov, iar dacă $So > 1$, cu ajutorul formulei Gümbel-Falz, în ambele cazuri constanta avînd valoarea medie de 3. Deci:

$$\text{dacă } So < 1, \frac{f}{\psi} = \frac{3}{So}; \tag{8}$$

$$\text{dacă } So > 1, \frac{f}{\psi} = \frac{3}{\sqrt{So}}. \tag{9}$$

Încercările efectuate de diferiţi cercetători confirmă aceste formule, toate valorile aflate putîndu-se reprezenta (fig. 5) între două curbe apropiate $\frac{f}{\psi} = \varphi(So)$.

Curba avînd caracterul din figura 5, rezultă legea generală a frecării în lagăre: coeficientul de frecare variază în sens invers cu caracteristica lagărului.

Lagărele greu încărcate sau cu turaţie joasă au un coeficient de frecare mai mic decît lagărele uşor încărcate sau cu turaţie înaltă, deoarece cifra Sommerfeld a lagărelor greu încărcate sau cu turaţie joasă este mai mare decît a celor din urmă.

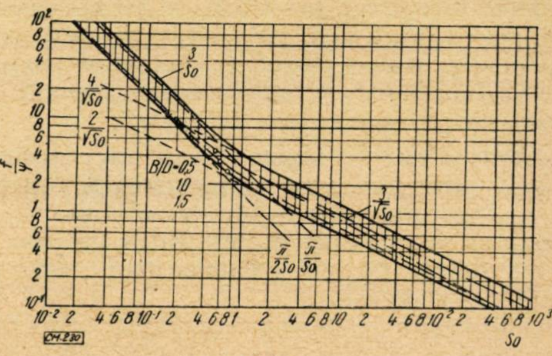


Fig. 5

În domeniul examinat ($n_{tr} < n < n_{regim}$) cu creşterea turaţiei descreşte şi cifra Sommerfeld; or descreşterea cifrei Sommerfeld înseamnă creşterea coeficientului de frecare. Deci diagrama Stribeck este explicată.

Întrucît în acest domeniu uleiul se încălzeşte şi viscozitatea sa scade, cifra Sommerfeld va creşte, iar coeficientul de frecare va scădea.

Pentru a găsi expresia turaţiei de trecere trebuie introdusă o nouă caracteristică a lagărului, care conţine şi limita grosimii stratului de lubrifiant corespunzătoare acestei turaţii. Această nouă caracteristică (cifra Vogelpohl) va avea următoarea expresie:

$$V_0 = (1 - \chi) \cdot So = \frac{\overline{p}\psi^2}{\eta\omega} \cdot \frac{2\,\delta_{min}}{S}; \tag{10}$$

avînd în vedere că din:

$$1 - \chi = 1 - \frac{2e}{S} \text{ şi } \delta_{min} = \frac{S}{2} - e,$$

rezultă:

$$\frac{2\,\delta_{min}}{S} = 1 - \frac{2e}{S} = 1 - \chi. \tag{11}$$

Funcţia $V_0 = \varphi(\chi)$ în reprezentarea parametrică $\left(\text{parametrul fiind } \frac{B}{D}\right)$ apare în figura 6. Din diagramă se poate constata că toate curbele la $\lim \chi = 1$ se întîlnesc la $V_0 = 1{,}24$.

Dacă fusul se apropie de cuzinet, δ_{min} se apropie de δ_{adm} şi limita cifrei Vogelpohl, la turaţia de trecere, va avea expresia:

$$\lim V_0 = (1 - \lim \chi) \cdot So = \frac{\overline{p}\psi^2}{\eta\omega} \cdot \frac{2\,\delta_{min}}{S} =$$

$$= \frac{\overline{p}\psi^2}{\eta\omega} \cdot \frac{2\,\delta_{adm}}{\psi D} = \left(\frac{\overline{p}\,\psi}{\eta v}\,\delta_{adm}\right)_{trecere}. \tag{12}$$

Dacă se admite că interstițiul minim $\delta_{adm} = \frac{S}{20}$, atunci din:

$$1 - \chi = \frac{2\,\delta_{adm}}{S} = \frac{2\,\frac{S}{20}}{S} = 0{,}1$$

rezultă:

$$\chi = 0{,}9,$$

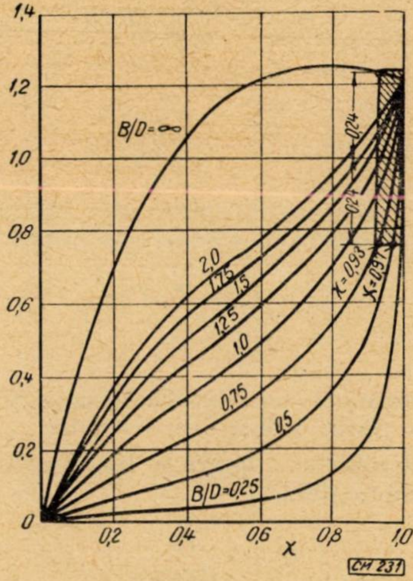


Fig. 6

ceea ce corespunde, după diagrama din figura 6, la $\frac{B}{D} > 0{,}75$, unei cifre Vogelpohl:

$$V_0 = 1 \pm 0{,}24.$$

Expresia (12) se poate scrie deci sub forma următoare:

$$\left(\frac{\overline{p}\psi^2}{\eta v}\,\delta_{adm}\right)_{trecere} = 1 \pm 0{,}24. \qquad (13)$$

Expresia:

$$\left(\frac{\overline{p}\psi^2}{\eta v}\,\delta_{adm}\right)_{trecere} = 1 \qquad (14)$$

reprezintă deci o valoare medie, din care se poate calcula turația la care corespunde δ_{adm}, adică turația de trecere. Pentru aceasta se înlocuiește în relația (14) $\overline{p} = \frac{F}{BD}$, $v = \frac{D\pi n}{60}$ și $B\,\frac{D^2\pi}{4} = V$ (volumul lagărului):

$$\left(\frac{\overline{p}}{\eta v}\right)_{trecere} = \left(\frac{F}{BD\eta\frac{D\pi n}{60}}\right)_{trecere} = \left(\frac{F}{\eta n V}\right)_{trecere} = \frac{C}{\psi\delta_{adm}}. \qquad (15)$$

În această expresie, F înseamnă sarcina maximă a lagărului la turația de trecere și în consecință se poate scrie:

$$\frac{F_{tr}}{n_{tr}\,\eta\,V} = \frac{C}{\psi\,\delta_{adm}}. \qquad (16)$$

Examinînd relația (15) se poate constata că în partea stîngă sînt factori care pot varia între limite foarte largi, însă membrul stîng nu poate varia decît între limite strînse. Rezultatul unor cercetări sistematice statistice realizate între limitele largi ale parametrilor respectivi a arătat că, dacă η se măsoară în cP și V în dm³, membrul din dreapta poate fi considerat ca o constantă:

$$\frac{C}{\psi\delta_{adm}} \cong C_{tr}, \qquad (17)$$

care, în cazul unei execuții de bună calitate, poate atinge valoarea 3, iar calculînd cu valoarea $C_{tr} = 1$, în mod normal există suficientă siguranță contra deteriorării lagărului.

Deci expresia:

$$n_{tr} = \frac{F_{tr}}{\eta\,V\,C_{tr}} \qquad (18)$$

permite posibilitatea de a calcula valorile conjugate ale turației de trecere considerînd sarcina maximă a lagărului, pentru diferite valori ale viscozității și ale dimensiunilor (B, D) cuzinetului.

Se pune însă problema precizării valorii viscozității uleiului la temperatura de regim încă necunoscută a lagărului.

Viscozitatea variază după o lege experimentală în funcție de temperatură, iar regimul de frecare variază în funcție de cifra Sommerfeld, existînd două domenii distincte $So < 1$ și $S_0 > 1$. Introducînd în calcul aceste condiții, se poate scrie formula echilibrului termic:

— în cazul $So > 1$ (formula Gümbel-Falz):

$$fFv = K\sqrt{\frac{\eta\omega}{\overline{p}}}\,Fv = Kv\sqrt{2\,FvB}\sqrt{\eta} = \alpha A\,(t - t_0), \qquad (19)$$

de unde:

$$t - t_0 = \frac{4{,}25\,v}{\alpha A}\sqrt{FvB}\sqrt{\eta} = W_1\sqrt{\eta}; \qquad (20)$$

— în cazul $So < 1$ (formula Petrov):

$$fFv = \frac{K}{\frac{\psi^2\overline{p}}{\eta\omega}}\,Fv\psi = \frac{K\eta\omega BDv}{\psi} = \alpha A(t - t_0), \qquad (21)$$

de unde:

$$t - t_0 = \frac{2\,KBv^2}{\alpha A\psi}\,\eta = \frac{6\,Bv^2}{\alpha A\psi}\,\eta = W_2\eta. \qquad (22)$$

Aceste expresii sînt potrivite pentru soluții grafice. Pe ordonată se reprezintă logaritmul viscozității în cP, iar pe abscisă, temperatura în scară dublă. În acest caz $\sqrt{\eta}$ devine 1/2 log η, ceea ce în scară dublă pe abscisă duce la o dreaptă înclinată la 45°, iar η devine log η, adică o dreaptă cu panta 1/2. Punctele de intersecție ale acestora cu curbele $\eta = f(t - t_0)$ dau valoarea temperaturii suplimentare și a viscozității corespunzătoare. Cele două linii drepte se intersectează în punctul $So = 1$.

Este deci necesară o foaie de calcul care să conțină curbele de viscozitate ale diferitelor uleiuri de ungere, $\eta = f(t - t_0)$, $t_0 = 20°\mathrm{C}$ fiind temperatura ambiantă. În diagramă se trasează cele două linii drepte menționate. Curba de viscozitate a uleiului ales se întretaie cu una din cele două linii drepte, coordonatele acestui punct dînd valorile esențiale (fig. 7). Fiecare dreaptă se folosește numai în domeniul ei de valabilitate ($So < 1$, $So > 1$).

Pentru calculul tangentei respective este necesar să se cunoască coeficienții W_1 și W_2, în care figurează coeficientul de transmitere a căldurii α (între suprafața exterioară a corpului de lagăr și mediul ambiant).

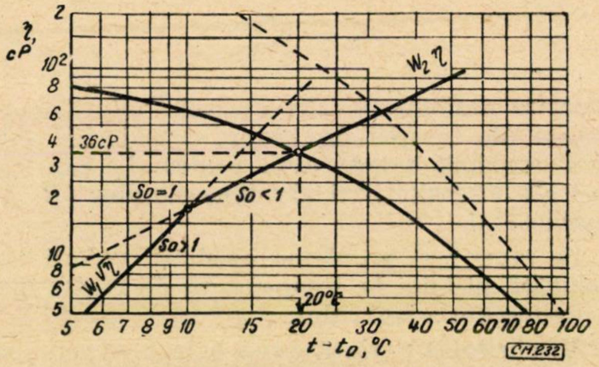


Fig. 7

Pentru determinarea acestui coeficient, Vogelpohl propune [2], după o cercetare amănunțită a datelor din literatura mondială, următoarele expresii de calcul:

$$\alpha = 6 + 10\sqrt{w}, \text{ kg cal/m}^2\text{h°C}; \quad (23)$$

sau

$$\alpha = 0{,}7 + 1{,}2\sqrt{w}, \text{ kgfm/m}^2\text{s°C}, \quad (24)$$

în care w, m/s reprezintă viteza de scurgere a aerului ambiant.

Teoria și măsurările arată că $\Delta t = t - t_0$ din expresiile echilibrului termic (19), (21), care ar trebui să precizeze căderea de temperatură dintre suprafața exterioară și aerul ambiant, poate figura în aceste expresii ca și căderea de temperatură dintre stratul de ulei și aerul ambiant, deoarece căderea de temperatură în carcasă este cu totul neglijabilă față de treapta termică exterioară, între suprafața corpului de fontă al lagărului și axul înconjurător.

Metoda de calcul este deci următoarea:

— se calculează coeficientul de transmitere al căldurii după formula:

$$\alpha = 0{,}7 + 1{,}2\sqrt{w}, \text{ kgfm/m}^2\text{s°C};$$

— se calculează constantele:

$$W_1 = \frac{4{,}25\, v}{\alpha A}\sqrt{FvB}$$

și

$$W_2 = \frac{6\, B\, v^2}{\alpha\, A\, \psi};$$

— se trasează dreptele de transmitere a căldurii în diagrama viscozitate-temperatură:

$$t - t_0 = W_1\sqrt{\eta};$$

$$t - t_0 = W_2\,\eta,$$

și se determină coordonatele punctului de intersecție a uneia dintre aceste drepte (η, $t - t_0$);

— cu această valoare a lui η se calculează cifra Sommerfeld:

$$So = \frac{F\psi^2}{200\,\eta v\, B};$$

— în funcție de această cifră, respectiv dacă $So < 1$ sau $So > 1$, se determină coeficientul de frecare:

$$f = \frac{3\psi}{So}, \text{ dacă } So < 1$$

și

$$f = \frac{3\psi}{\sqrt{So}}, \text{ dacă } So > 1;$$

— cu valoarea de mai sus a lui η se calculează turația de trecere corespunzătoare sarcinii maxime radiale a lagărului în formula:

$$n_{tr} = \frac{F}{\eta\, V\, C_{tr}},$$

în care $C_{tr} = 1 - 3$;

— se calculează coeficientul de siguranță al funcționării pentru frecare mixtă:

$$c = \frac{n}{n_{tr}},$$

a cărui valoare trebuie să fie cel puțin 3;

— cu coeficientul de frecare calculat anterior se determină puterea pierdută la temperatura staționară:

$$P_v = f F v, \text{ kgfm s}^{-1};$$

— puterea pierdută prin frecare este comparată cu puterea pierdută prin convecţie şi radiaţie de către suprafaţa exterioară a lagărului :

$$P_r = \alpha A(t - t_0),\ \text{kgfm s}^{-1}.$$

Dacă $P_r > P_p$, lagărul poate funcţiona cu siguranţa necesară, în schimb în cazul dacă $P_r < P_p$ va trebui să se recurgă la răcire artificială.

Din cele de mai sus se vede că metoda de calcul Vogelpohl pune la dispoziţie un mijloc simplu şi rapid pentru verificarea gradului de siguranţă în funcţionare a unui lagăr cu alunecare de construcţie normală. Se presupune însă existenţa curbelor $\eta = f(t)$ ale uleiurilor de ungere.

---

[1] *Vogelpohl, G.* Ueber die Tragfähigkeit von Gleitlagern und ihre Berechnung. Colonia, Westdeutscher Verlag, 1956.

[2] *Vogelpohl, G.* Betriebssichere Gleitlager. Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer Verlag, 1958.

[3] *Vogelpohl, G.* Zur Integration der Reynolds'schen. Gleichung für das Zapfenlager endlicher Breite. In : Ingenieur Archiw, 1943.

[4] *Sassenfeld-Walter.* Gleitlagerberechnungen. In : VDI-Forschungsheft, 441, 1954.

[5] ten *Bosch, M.* Berechnung der Maschinenelemente. Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer Verlag, 1951.

[6] * * * Maşinostroenie, vol. **II**. Moscova, Maşghiz, 1948.

[7] * * * Detalii Maşini, vol. **II**. Moscova, Maşghiz, 1953.

[8] *Manea, Gh.* Organe de maşini, vol **II**. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[9] *Tipei, N.* Lagăre de alunecare. Bucureşti, Editura Academiei R.P.R., 1961.

[10] *Czégi, I.* Siklócsapágy kézikönyv, **I**—**II**. Budapesta, 1953.

[11] *Leloup, L.* Étude de la lubrification et calcul des paliers. Paris, Dunod, 1954.

Documentare

Perfecţionarea procedeelor şi dispozitivelor pentru eliminarea cel puţin parţială a compuşilor combustibili conţinuţi în gazele de evacuare din motorul cu ardere internă (Brevet Texaco Development Corporation). In: Giornale ed Atti della Associazione Technica dell'Automobile, nr. 12, 1965.

Pentru micşorarea proporţiei de compuşi combustibili (oxid de carbon, hidrocarburi etc.) eliminaţi o dată cu gazele arse din motor, se preconizează utilizarea schemei din fig. 1.

Astfel, prin intermediul dispozitivului *1* şi al conductei *2*, se introduce aer proaspăt în gazele de evacuare, injectîndu-se un curent de aer în avalul şi în imediata vecinătate a supapei de evacuare a unui cilindru.

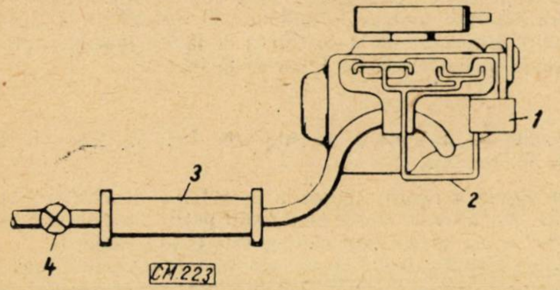


Fig. 1

Pentru reglarea contrapresiunii din sistemul de evacuare *3*, se foloseşte ventilul de reglare *4*. Dispozitivul de reglare *4* permite limitarea debitului în greutate la viteze de deplasare reduse, pentru a se putea menţine o contrapresiune superioară celei normale în sistemul de evacuare.

În acelaşi timp, dispozitivul de reglare deschide ventilul respectiv pentru debite şi viteze mari.

Caracteristica statică a regulatorului hidrovolumic al transmisiei de tractoare. *A. T. Lebedev*. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 10, 1965.

Cerinţa de perfecţionare neîntreruptă a tractoarelor a impus crearea transmisiilor progresive, prevăzute cu un sistem de comandă automată. Un astfel de sistem, care comandă transmisia hidrovolumică a şasiului autopropulsat S-102 construit la uzina de tractoare din Harkov, este prezentat în figura 1.

Sistemul este format din elementul sensibil *I*, regulatorul de sarcini parţiale *II*, regulatorul de suprasarcină *III*, corectorul de sarcini parţiale IV, mecanismul de transmitere V, limitatorul VI, amplificatorul hidraulic VII, supapele VIII şi IX şi mecanismul de mers înapoi *X*. În componenţa acestor zece elemente intră următoarele piese : *1* — receptoare de presiune ; *2* — cuplaj ; *3* — arcul regulatorului de sarcină nominală ; 4 — furcă ; *5* — limitatoare ; *6* — consolă ; 7, *15* — arcurile regulatorului de suprasarcină ; *8*—*10* — pîrghii ; *11*, *14* — împingători ; *12* — arcul regulatorului de sarcini parţiale ; *13* — mecanismul diferenţial ; *16*, *17* — pîrghii ; *18*, *19* — limitatorul şi braţul corectorului de sarcini parţiale ; *21* — ax excentric ; *22* — furcă cu caneluri ; 23 — suport ; *20*, *24*—*30*, *34*—*36*, *42* — tiranţi ; *31*, *33* — manete de comandă a sarcinii agregatului şi motorului ; *37* — regulatorul motorului ; 38 — magistrala de înaltă presiune ; *39*, *40* — transmi-

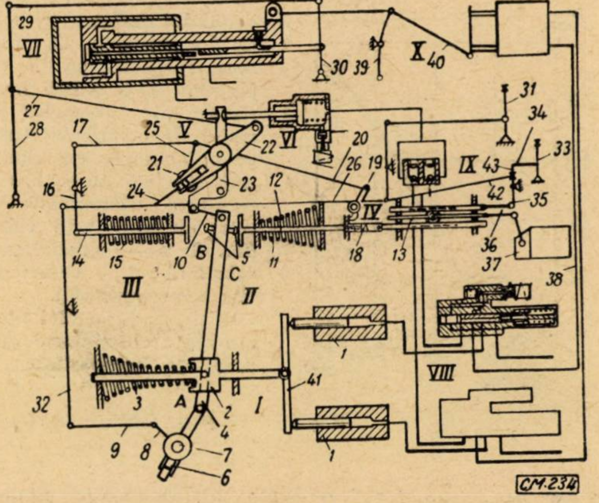


Fig. 1

sia mecanismului de mers înapoi ; *41* — pîrghie totalizatoare ; *43* — cuplaj de fricțiune.

În timpul funcționării agregatului la sarcină nominală (sarcina motorului de 95—100%), reglată cu ajutorul manetelor *31* și *33*, supapele VIII pun în legătură unul dintre receptoarele de presiune *I* cu magistrala de înaltă presiune *38* a lichidului de lucru, iar pe celălalt — cu conducta de alimentare. Deplasarea cuplajului *2*, proporțională cu deplasarea pîrghiei totalizatoare *41*, determină modificarea invers proporțională a săgeții arcului *3*, prin pîrghiile aferente și amplificatorul hidraulic *VII* fiind stabilit debitul necesar al pompei hidraulice.

La creșterea rezistenței de tracțiune, presiunea lichidului de lucru se mărește, provocînd deplasarea cuplajului *2* spre stînga ; tot spre stînga se rotește furca *4* cu ajutorul articulației sale *A*. La o anumită valoare a presiunii, furca ajunge în poziția *B*, corespunzătoare vitezei minime de înaintare a agregatului. O creștere suplimentară a presiunii este însoțită de intrarea în funcțiune a regulatorului de suprasarcină *III*, care prin pîrghiile aferente și amplificatorul hidraulic micșorează debitul pompei hidraulice. În această situație viteza de înaintare se menține constantă, la valoarea sa minimă, regulatorul de suprasarcină micșorînd în mod corespunzător turația motorului prin intermediul tirantului *42* și al cuplajului cu fricțiune *43*.

La sarcini parțiale ale agregatului, furca *4* se rotește spre dreapta, ajungînd în poziția *C* corespunzătoare vitezei maxime de înaintare. O micșorare suplimentară a încărcării este însoțită de intrarea în funcțiune a regulatorului de sarcini parțiale *II* ; împingătorul *11* modifică săgeata arcului *12*, provocînd deplasarea spre dreapta a cremalierei superioare a mecanismului diferențial *13*, ceea ce determină reducerea turației motorului, viteza de înaintare rămînînd constantă.

Domeniul de variație a vitezei, corespunzător pozițiilor *B* și *C* ale furcii *4*, poate fi modificat prin reglarea limitatoarelor *5*. Comanda manuală se realizează acționînd maneta *31*, limitatorul *VI* fiind blocat prin pîrghiile aferente și amplificatorul hidraulic.

Caracteristica statică a regulatorului hidrovolumic al transmisiei reprezintă dependența dintre sarcina de echilibrare *M* (sau presiunea *p* a lichidului de lucru) și poziția *f* a organului de antrenare, respectiv poziția cuplajului *2*, la poziții invariabile ale organelor de reglaj. Încercările efectuate pe o instalație experimentală specială au condus la rezultate comparabile cu cele obținute prin calcul (fig. 2: *1* — caracteristica calculată ; *2* — caracteristica experimentală).

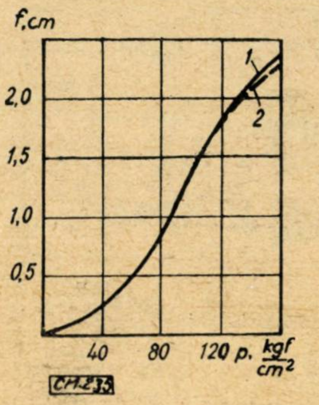


Fig. 2

Eficiența sistemului a fost apreciată cu ajutorul gradului de iregularitate

$$S = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_m},$$

în care p_{max}, p_{min} și p_m reprezintă valorile maximă, minimă și medie ale presiuniii lichidului de lucru și ale gradului de nesensibilitate.

$$E = \frac{p'' - p'}{p'_m},$$

în care $p'' - p'$ reprezintă variația presiunii datorită frecărilor în elementul sensibil :

$$p'_m - \frac{p' + p''}{2}.$$

S-au obținut valorile $\delta = 1{,}2$ și $E = 3\%$.

Sistem hidraulic de transmisie pentru marină. În: The Engineer, 3 dec 1965.

Sistemul de transmisie consistă dintr-un agregat hidraulic *1* și un motor hidraulic *2* pentru elice și trei conducte flexibile *3* și *4* (fig. 1). Înlocuind sistemul mecanic devenit clasic : reductor, axul elicei, cuplaj, paliere etc., sistemul hidraulic elimină probele centrării liniei de arbori, reduce solicitările la vibrații și mărește durata de serviciu. În plus, întreaga instalație s-a simplificat, ceea ce avantajează constructorul naval. Motorul hidraulic de comandă a elicei necesită doar trei orificii în care se montează prin intermediul ancorajelor *A*.

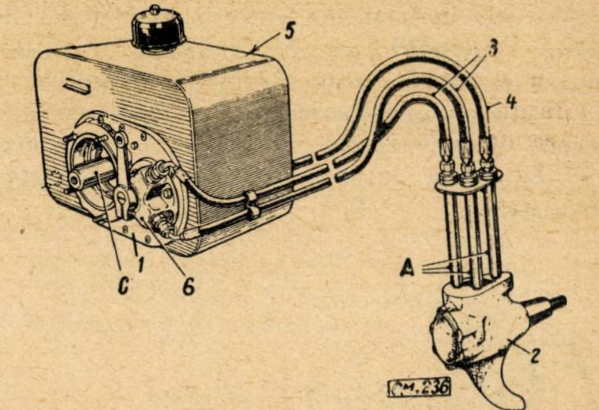


Fig. 1

Pompa este agregată cu motorul prin axul de comandă *C* și furnizează ulei la înaltă presiune către motorul hidraulic al elicei. După ce comandă elicea, uleiul se întoarce la joasă presiune într-un rezervor *5* și trece apoi din nou prin pompă. Direcția de rotație a elicei este determinată de o supapă de control *6*, care poate inversa sensul de curgere a uleiului. În poziția sa neutră, supapa face ca uleiul să se întoarcă la rezervor fără a intra în motorul hidraulic. Energia consumată în această situație este neglijabilă. În cazul blocării elicei nu se produc avarii ca la sistemul mecanic, deoarece creșterea de presiune provocată de aceasta deschide o supapă de siguranță care realizează o trecere laterală a uleiului direct spre rezervor, scurtcircuitînd motorul. Conducta de întreținere *4* permite uleiului alimentat de la conducta de înaltă presiune, pentru ungerea palierelor, să se întoarcă la rezervor.

Cuplaj cu dispozitiv de blocare. În: Machine design, vol. 36, nr. 20.

În figura 1 apare schematic în secțiune dispozitivul considerat. Pe arborele motor sînt fixați patru dinți de acționare *2* (fig. 1, a), iar pe axul condus este fixată cama *1*.

Între corpul camei *1* și manșonul fix 5 se găsesc rolele *3*. Raza de curbură a suprafeței interioare a manșonului fiind mai mică decît raza de curbură a camei, rezultă că cele patru spații delimitate între camă și manșon se îngustează spre extremități. Rolele *3* ale fiecărei perechi sînt împinse către porțiunile îngustate prin intermediul resoartelor *4*.

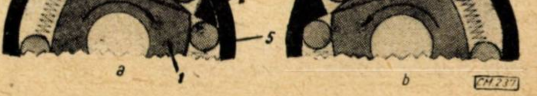


Fig. 1

Atunci cînd momentul ce acționează asupra sistemului este transmis de către arborele motor, dinții de acționare *2*, solidar cu acesta, împing rolele în afara regiunilor îngustate, transmiţînd astfel mişcarea prin intermediul rolelor, într-un sens sau altul, arborelui condus (fig. 1, a şi 1, b).

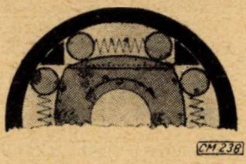


Fig. 2

Dacă însă momentul este transmis sistemului de către arborele condus, cama fixată pe acesta împinge rolele în spaţiile îngustate dintre camă şi manşon, blocînd sistemul pe manşonul fix (fig. 2).

Rularea frontală simultană pe două suprafeţe ale pieselor.

P. V. Cernikov. În: Stanki i instrument, nr. 9, 1965.

La uzina de automobile din Gorki s-au construit dispozitive pentru executarea operaţiei de rulare frontală simultan pe două suprafeţe ale aceleiaşi piese. Un astfel de dispozitiv este prezentat în figura 1.

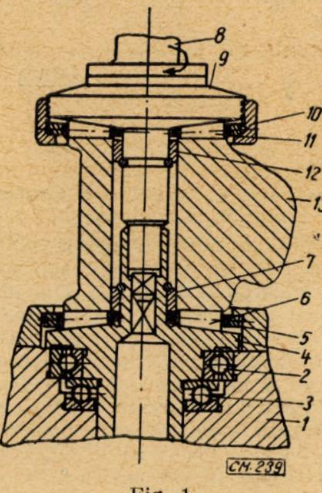


Fig. 1

În corpul *1*, pe rulmenţii *2* şi *3*, este montat elementul inferior de rulare *4*, iar pe arborele maşinii-unelte este fixat elementul superior *9*. Piesa de prelucrat *13* este centrată pe bucşa *7* şi se sprijină pe cele două role *6* ale separatorului *5*. Un al doilea separator *10*, solidarizat cu elementul superior *9*, este prevăzut cu bucşa de centrare *12* şi cu rolele *11*, care calcă pe cealaltă suprafaţă de prelucrat a piesei *13*. Mişcarea de rotaţie se transmite la elementul inferior prin intermediul capului pătrat executat la partea terminală a elementului superior, astfel încît cele două suprafeţe ale piesei sînt supuse simultan acţiunii rolelor *6* şi, respectiv, *11*. Capacitatea de lucru a dispozitivului este de 80—100 piese pe oră.

Aplicarea acoperirilor de sticlă cu ajutorul benzilor de transfer.

În: Materials in design engineering, aprilie 1965.

Posibilitatea de aplicare a fritelor uscate pe benzi flexibile permite, în momentul de faţă, acoperirea cu sticlă a suprafeţelor metalice sau nemetalice prin procedee rapide. Acoperirile realizate prezintă un aspect neted şi lucios, fiind corespunzătoare pentru protejarea şi izolarea metalelor.

Grosimea stratului rezultat poate varia între 0,2 şi 0,25 mm, iar în cazuri speciale poate fi de numai 0,005 mm sau chiar mai puţin.

Unul dintre principalele avantaje ale noii metode constă în aceea că acoperirea se face manual sau cu ajutorul unei prese manuale (1...1,4 kgf/cm^2), astfel încît se pot acoperi numai suprafeţele care necesită aceasta. Metoda prin imersiune sau prin stropire cu pistolul nu prezintă avantajul considerat. În plus, noul procedeu reduce la minimum pierderile de material, iar prin simplitatea sa permite automatizarea procesului.

Benzile de transfer sînt fabricate în rulouri de diferite lăţimi (pînă la 20 cm) şi comportă patru straturi: un suport, stratul de frită, un film adeziv şi o bandă de hîrtie.

Suportul este format dintr-un film flexibil din material plastic care are rolul de a proteja şi susţine frita pînă în momentul transferului. Stratul de frită este format din particule legate printr-un liant ce dispare în timpul încălzirii. Filmul adeziv serveşte pentru a fixa frita pe suprafaţa de acoperit, iar banda de hîrtie pentru a împiedica lipirea ruloului înainte de utilizare; banda de hîrtie se îndepărtează în momentul folosirii. În unele cazuri, banda de transfer nu posedă filmul adeziv şi nici stratul izolator de hîrtie.

După ce, astfel cum s-a menţionat, stratul de frită a fost lipit pe suprafaţa ce trebuie acoperită, se procedează la o coacere a piesei la 400—1 300°C pentru a se topi sticla.

Sudarea inerţială a metalelor.

În: Machine design, nr. 5, 1965.

Procedeul considerat reprezintă un procedeu de îmbinare în stare solidă, unind în cadrul unei singure metodici de lucru atît sudarea prin frecare, cît şi cea prin forjare. Îmbinările obţinute prezintă caracteristici mecanice corespunzătoare, iar cusăturile realizate sînt aproape invizibile. Trebuie luat în considerare însă şi un inconvenient, şi anume necesitatea ca suprafeţele de contact să fie plane, una dintre ele trebuind să prezinte o formă circulară.

Metodica de lucru este simplă. Una din piesele ce trebuie sudate este fixată într-un cap de prindere montat pe un volant antrenat într-o mişcare de rotaţie. Cealaltă piesă este prinsă într-un dispozitiv fix, care o menţine nemişcată.

După ce volantul şi piesa rotatorie respectivă ating o anumită turaţie se decuplează sursa de antrenare, volantul şi piesa continuînd să se rotească datorită energiei mecanice acumulate. În acelaşi moment piesele de sudat sînt apăsate una pe alta cu o forţă constantă, piesa fixă frînînd mişcarea celei în rotaţie pînă la oprirea completă a acesteia.

Energia acumulată în sistemul volant — piesă rotatorie se transformă în energie calorică, care, combinată cu apăsarea exercitată, determină topirea suprafeţelor în contact; în momentul opririi mişcării de rotaţie, cele două suprafeţe de contact se întrepătrund, astfel încît dispare orice suprafaţă de demarcaţie între cele două piese. Concomitent, datorită mişcării de rotaţie, în stratul topit se defineşte o structură regulată a materialului.

Datorită acestui fapt, îmbinarea prin sudarea respectivă prezintă caracteristici mecanice cu totul corespunzătoare, în special în ce priveşte rezistenţa la oboseală. În afară de aceasta, sudura este lipsită de defecte, în general, şi mai ales de fisuri. Rezistenţa în stratul de sudare depăşeşte pe aceea a metalului cel mai puţin rezistent dintre cele două sudate.

Calibrarea pieselor matriţate prin corectarea înclinării de matriţare.

L. S. Şalnev. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 10, 1965.

La catedra de maşini şi tehnologia prelucrării prin presiune a Institutului de maşini agricole din Rostov pe Don s-a elaborat şi experimentat o metodă de calibrare a semifabricatelor obţinute în matriţe închise, utilizate în construcţia roţilor dinţate pentru maşini agricole, în vederea realizării formei, dimensiunilor şi calităţii suprafeţelor cît mai apropiate de cele ale pieselor finite. În timpul operaţiei, materialul este deformat pe suprafeţele frontale şi laterale, în matriţă specială (fig. 1).

Semifabricatul *1*, curăţat de bavuri, este sprijinit cu baza mare pe partea conică a matriţei *2* şi apoi presat între poansonul *3*, placa de bază *4* şi partea cilindrică a matriţei. Diametrul D_m al acesteia este puţin mai mare decît diametrul D_{min} al bazei mici a semifabricatului şi mai mic decît diametrul D_{max} al bazei mari. Calitatea suprafeţelor piesei calibrate corespunde claselor 4—6 conform GOST 2789-51, iar precizia dimensională claselor 2—3 conform GOST 2689-54.

În comparaţie cu alte metode de calibrare, metoda propusă introduce o micşorare a forţei de lucru cu 40—50 %. O reducere suplimentară a acesteia se obţine prin executarea calibrării la cald.

Aplicarea eficientă a calibrării la cald reclamă necesitatea ca operaţia să fie efectuată în scurt timp după matriţare, eliminîndu-se astfel încălzirea prealabilă a semifabricatului. În acest scop s-a realizat o matriţă cu acţiune cumulată, cu care se execută atît îndepărtarea bavurilor de la matriţare, cît şi calibrarea (fig. 2).

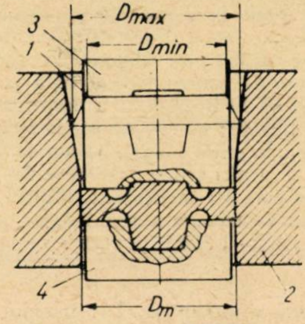


Fig. 1

Semifabricatul este aşezat cu baza mare pe ştanţa de debavurat 5, sprijinindu-se pe reazemul 10 aflat în poziţia superioară în care arcurile 14 sînt destinse. În cursa de lucru a poansonului 3 se efectuează succesiv debavurarea în ştanţa 5, calibrarea suprafeţei laterale în ştanţa 6 şi calibrarea suprafeţelor frontale în ştanţa 6 şi reazemul 10. Poansonul este susţinut de suportul 2 fixat pe placa superioară 1; cele două ştanţe sînt solidarizate cu placa de sprijin 8 şi aceasta cu placa de bază 9, în care arcurile 14 sînt montate cu ajutorul rondelei 12. Centrarea este asigurată de bucşa 4, tiranţii 7 şi dornurile 13. Desprinderea piesei din matriţă se realizează cu împingătorul 11, după revenirea poansonului în poziţia iniţială.

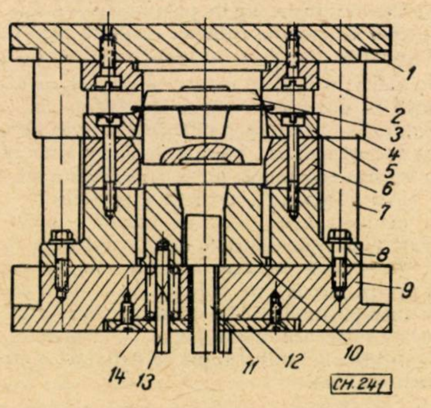


Fig. 2

Încercarea matriţei combinate într-o presă hidraulică de 200 t a dat rezultate corespunzătoare.

O maşină pentru încercări de fluaj de tip nou. T. Prnka. În: Digest technique, nr. 5, 1965.

Se constată două tendinţe în construcţia maşinilor pentru încercări multiple de fluaj. Astfel, în cadrul unei variante constructive, fiecare maşină comportă un dispozitiv propriu de încărcare şi înregistrare, mai multe epruvete fiind încălzite într-un singur cuptor. În cea de-a doua variantă, epruvetele sînt încărcate în lanţ, în ambele cazuri încercarea făcîndu-se la o singură temperatură.

Maşina considerată, constituind obiectul unei invenţii cehoslovace, permite efectuarea a 225 de încercări pe 15 epruvete, fiecare grupă avînd o anumită temperatură.

Instalaţia cuprinde patru părţi principale : cuptorul, dispozitivul de încercare, sistemul de comandă şi cel de măsurare şi înregistrare.

Cuptorul prezintă 15 compartimente de încălzire, separate, două compartimente vecine apărînd schematic în figura 1.

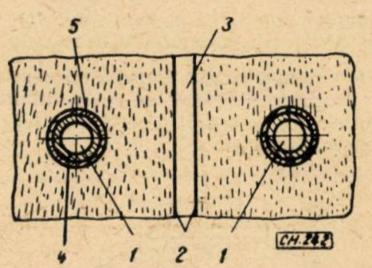


Fig. 1

Pe figură apar : zona de încălzire 1, învelişul de tablă 2, spaţiul de aer 3, tubul din material ceramic 4, în care se află rezistenţa de încălzire, şi tubul din oţel austenitic 5.

Rezistenţele de încălzire sînt construite sub forma unor bobine din sîrmă nichel-crom de 1,2 mm diametru, pasul spirelor fiind mai redus către capetele zonei de încălzire. Controlul încălzirii este realizat printr-un autotransformator, separat pentru fiecare zonă, astfel încît variaţia de temperatură a spaţiului central să nu depăşească ± 3°C (conform specificaţiilor ISO). Rezistenţa de încălzire fiind separată pe secţiuni, se procedează prin încercări scurtcircuitînd unele secţiuni pentru reglarea temperaturii. Reglajul este înlesnit de un termocuplu, care traversează zona de reglat, şi de un înregistrator electronic, care precizează curba de temperatură respectivă.

Se recomandă să nu se deconecteze mai mult de trei compartimente din cele 15 ale cuptorului, iar diferenţa de temperatură între două compartimente să nu depăşească 25°C ; în caz contrar, temperatura celorlalte compartimente este influenţată. Temperatura maximă atinsă este de 700°C.

Epruvetele sînt încărcate prin intermediul unor resoarte, fiecare resort fiind reglat pentru sarcina necesară cu ajutorul unui dinamometru. Variaţia de încărcare (peste 1 %) determinată de fluajul materialului este semnalată prin intermediul unor indicatori electromecanici.

Protecţia împotriva pericolului de supraîncălzire este asigurată de mai multe dispozitive electrice speciale.

Un dispozitiv stabilizator asigură o precizie de determinare a temperaturii, depăşind pe cea prescrisă prin normele ISO (1°C).

Recenzii

A., Oprean, V., Marin și V., Moraru. **Sistemele hidrostatice ale mașinilor-unelte și preselor.** București, Ed. tehnică, 1965, 554 pag.

Alcătuită din 14 capitole, lucrarea se ocupă de funcționarea, construcția și calculul sistemelor de acționare hidraulică a mașinilor-unelte și a preselor.

Capitolul 1 prezintă generalități asupra sistemelor de acționare hidraulică. Se expune astfel principiul de funcționare a sistemelor de tip hidrodinamic și hidrostatic, cu aplicare la prese și mașini-unelte și se examinează diferite scheme practice. De asemenea, se precizează noțiunile fundamentale privind sistemele de comandă a mașinilor-unelte acționate hidraulic.

Capitolul 2 tratează despre lichidele de lucru. Se elucidează problemele alegerii acestor lichide, în conformitate cu condițiile de funcționare și se enumeră proprietățile lor fizico-chimice.

Capitolul 3 se referă la pompe (generatoare hidraulice), în primul rînd fiind abordate pompele cu debit constant : cu roți dințate, cu șuruburi, cu palete etc. Pentru fiecare se elaborează calculul debitului și se evidențiază problemele curente de proiectare, cîndu-se și indicații în ceea ce privește materialele și condițiile tehnologice. În continuare se analizează pompele cu debit reglabil, în partea finală a capitolului fiind definite randamentele și caracteristicile pompelor, criteriile de alegere a acestora și metodica de încercare și recepție.

În aceeași manieră sînt dezvoltate capitolele 4–6, consacrate altor elemente ale acționărilor hidraulice (motoare hidraulice, aparataj de comandă și aparataj auxiliar). Din cuprins rețin atenția problemele de construcție și calcul specifice motoarelor hidraulice folosite la prese, materialul vast aferent aparatajului de reglare și control — un loc important fiind deținut de descrierea și calculul diferitelor tipuri de supape de reglare — și problemele elementelor de etanșare. Ca și în cazul pompelor hidraulice, considerentele teoretice sînt completate cu numeroase date practice de simbolizare, proiectare și funcționare și cu exemple de calcul.

Capitolul 7 prezintă funcțiile sistemelor hidraulice ale mașinilor-unelte. În legătură cu funcțiile tip realizate hidraulic se examinează inițial variatoarele hidraulice de viteză, pentru mișcarea de rotație și de translație. Alte aspecte luate în discuție sînt cuplarea și frînarea, selectarea și preselectarea vitezei, amplificarea, fixarea și strîngerea, transferul circular sau liniar.

Trecînd la aplicațiile acționărilor hidraulice, capitolul 8 tratează mașinile-unelte universale bazate pe acest principiu de funcționare. Un prim subcapitol se referă la mașinile de rectificat, după generalități asupra inversării mișcării alternative fiind descrise mașinile pentru rectificarea plană, rotundă, fără vîrfuri și a filetelor. Celelalte subcapitole sînt dedicate mașinilor de debitat, broșat, rabatat, honuit, găurit, frezat și strungurilor.

Încadrîndu-se în aceeași tematică, următoarele trei capitole analizează respectiv sistemele hidraulice ale mașinilor-unelte automate și semiautomate, ale mașinilor agregate și liniilor automate și ale preselor. Un interes major îl suscită dispozitivele și mașinile de copiat hidraulice, mașinile cu comandă program acționate hidraulic, acționarea hidraulică a capetelor de forță și a mecanismelor de deservire ale mașinilor agregate și liniilor automate, schemele și fazele tip de acționare hidraulică a preselor.

Calculul sistemelor de acționare hidraulică (capitolul 12) cuprinde precizări asupra obiectivelor urmărite, determinarea parametrilor principali (puterea minimă necesară, diametrul interior al cilindrului, deschiderea nominală a circuitului de transport etc.), precum și stabilirea altor parametri, cum sînt pierderile de presiune și de debit. Problemele sînt extinse în cadrul calculului sistemelor hidraulice ale liniilor automate (capitolul 14), după ce în capitolul 13 se dau noțiuni privind aspectele practice de execuție, montare, încercări, exploatare, întreținere și reparație a instalațiilor de acționare hidraulică.

Lucrarea aduce un aport deosebit în documentația de specialitate, fiind redactată la un nivel superior corespunzător cerințelor tehnicii moderne și permițînd utilizarea operativă a părții teoretice în cazuri concrete de proiectare sau de exploatare. Se adresează inginerilor și tehnicienilor constructori de mașini-unelte și prese, celor care îl exploatează și studenților din învățămîntul politehnic.

I. Făcăoaru, C. Negoiță, A. Bernath. **Măsurări și control cu ultrasunete.** București, Editura tehnică, 1965.

În mod continuu, tehnica avansată își face loc în industrie. Această pătrundere a tehnicii noi este, de altfel, una dintre căile cele mai importante ale creșterii productivității muncii.

Printre numeroasele capitole ale fizicii, care își au multiple aplicații în tehnică, ultrasunetele — domeniu al acusticii moderne — au, desigur, un rol de prim ordin.

Datorită dezvoltării impetuoase a tehnicii producerii ultrasunetelor, acestea au pătruns în ultimii ani în cele mai variate domenii ale științei și tehnicii. Mai mult, prin aplicațiile din ce în ce mai largi ale ultraacusticii în tehnică, se aduc economiei naționale economii importante, concomitent cu ridicarea calității produselor.

Se știe că, după modul în care ultrasunetele intervin în diferite procese în care sînt folosite, aplicațiile pot fi grupate în două mari categorii. O primă grupă de aplicații sînt acelea active, în care ultrasunetele de puteri și intensități mari intervin în mod activ asupra mediului, modificîndu-i structura și proprietățile, de exemplu în elaborarea metalelor, în lipirea, sudarea, curățarea acestora etc. O a doua grupă cuprinde aplicațiile în care ultrasunetele de puteri reduse și intensități mici servesc numai la obținerea anumitor informații referitoare la calitatea sau dimensiunea corpurilor examinate, de exemplu, acelea care se referă la măsurare și control. Lucrarea de față se preocupă de cea de-a doua categorie de aplicații. Ea reprezintă o sinteză complexă, la nivelul actual al științei, a multiplelor aplicații ale ultrasunetelor de intensități mici.

La elaborarea lucrării, autorii au folosit atît o bogată bibliografie — circa 500 de trimiteri bibliografice, repartizate pe capitole, în majoritate periodice din ultimii cinci ani — cît și numeroase contribuții originale, rezultat al experienței de cercetare a autorilor, în special în defectoscopia metalelor, betonului, rocilor și lemnului.

Spre deosebire de lucrările clasice, care despart defectoscopia de procedeele de măsurare, în această lucrare se tratează ambele probleme deodată. Se pornește de la explicarea fenomenelor fizice și apoi se prezintă metodele de lucru și aparatele electronice folosite în laboratoare și în industrie, insistîndu-se asupra celor mai noi modele folosite pe plan mondial.

Lucrarea se compune din trei mari părți și cuprinde 11 capitole dezvoltate în 530 pagini.

Partea întîi cuprinde elementele de fizica ultrasunetelor strict necesare urmăririi și înțelegerii lucrării și se referă la (cap. 1) propagarea ultrasunetelor (tipuri de unde ultrasonice, propagarea ultrasunetelor în medii elastice, comportarea ultrasunetelor pe suprafața limită, cîmpul ultrasonic și perturbarea sa, atenuarea ultrasunetelor) și (cap. 2) la producerea și recepția ultrasunetelor (transductoarele piezoelectrice și magnetostrictive, emițătoarele și concentratorii de energie ultrasonică). Partea a doua, căreia autorii i-au rezervat cea mai mare parte a lucrării, se referă la defectoscopia cu ultrasunete care conține (cap. 3) metode de defectoscopie (metoda vizualizării, a umbrei, a rezonanței, metoda ecoului, metode de impuls etc.), (cap. 4) aparate electronice de defectoscopie (cu flux continuu de ultrasunete și cu impulsuri), și (cap. 5) defectoscopia metalelor.

În acest ultim capitol al părții a doua sînt prezentate o serie de date de o deosebită importanță pentru construcția de mașini. Pornind de la alegerea aparaturii și parametrilor optimi de control sînt prezentate metodele folosite în defectoscopia pieselor metalice turnate, tablelor, tuburilor şi buteliilor, controlul îmbinărilor sudate şi nituite, al îmbinărilor fretate etc. Capitolul 6 tratează defectoscopia nemetalelor, a materialelor ceramice şi sticlei, cauciucului, materialelor plastice, a materialului lemnos, betonului, rocilor etc. Restul lucrării formează partea a treia.

Capitolul 7 se preocupă de aspectele generale ale metodelor de măsurare. În capitolul 8 sînt prezentate principiile variatelor aparate electronice de măsurare a mărimilor neelectrice, insistîndu-se asupra măsurării debitului şi viscozităţii, care au un mare interes industrial.

Capitolul 9, măsurări în solide, tratează metodele de măsurare a timpului de propagare, a grosimilor, a vitezelor de propagare în solide, a modulului de elasticitate dinamic, a coeficientului de contracţie transversal (Poisson), a rezistenţelor mecanice ale betonului etc.

Capitolul 10 se preocupă de măsurarea în fluide, iar ultimul capitol al lucrării este dedicat metodelor aparatelor utilizate în medicină.

Lucrarea se adresează atît inginerilor, fizicienilor şi tehnicienilor specialişti în electronică, cît şi inginerilor de diferite specialităţi (mecanici, metalurgişti, constructori, chimişti, geologi, geofizicieni etc.), pe care îi interesează cercetările şi aplicaţiile ultrasunetelor în domeniul respectiv.

Expunerea este ilustrată cu numeroase figuri, schiţe, desene, diagrame, fotografii, tabele de constante fizice, scheme de aparate, care uşurează înţelegerea expunerii şi fac ca lucrarea să fie de un real folos celor ce doresc să studieze sau să adîncească acest important domeniu al tehnicii noi.

Stilul lucrării este clar şi, datorită modului didactic al expunerii, ea este accesibilă unui cerc larg de specialişti.

Lucrarea „Măsurări şi control cu ultrasunete" umple un gol în literatura tehnică de specialitate, conţine numeroase contribuţii originale ale autorilor şi va contribui la introducerea şi răspîndirea metodelor moderne nedistructive în controlul pieselor fabricate şi în urmărirea proceselor tehnologice din industrie.

R. Manoliu ş.a. **Maşini agregate şi linii automate.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 583 pag.

Lucrarea tratează proiectarea, construcţia şi exploatarea maşinilor agregate şi liniilor automate în cadrul a 16 capitole.

Primul capitol se referă la creşterea productivităţii muncii prin automatizarea maşinilor-unelte. În primul rînd se defineşte gradul de automatizare şi apoi se analizează factorii care influenţează productivitatea maşinii. În continuare se prezintă principiul concentrării şi diferenţierii operaţiilor (aşchierea simultană cu mai multe scule în post fix şi în posturi mobile, coeficientul productivităţii totale), în încheiere fiind expuse considerente privind maşinile-unelte cu ciclu automat şi semiautomat.

Capitolul al doilea este dedicat compunerii maşinilor agregate şi liniilor automate. După examinarea criteriilor de compunere şi descrierea elementelor constructive, se trece la sistemele de tipizare, în conformitate cu principiile construcţiilor bloc şi semibloc şi cu compunerea din ansambluri elementare. Dintre direcţiile generale de realizare a maşinilor agregate şi a liniilor automate se menţionează acţionarea mecanismelor acestora şi precizia de execuţie. Alcătuirea maşinilor agregate este studiată în funcţie de puterea unităţilor de lucru constitutive, liniile automate prezentate sînt cele utilizate la prelucrarea bloc-carterului motorului SR 211, arborelui cotit al motorului D—103, tamburelor de frînă etc.

Capitolul al treilea se ocupă de unităţile de lucru care transmit sculei mişcarea necesară aşchierii, grupate pe operaţii : pentru găurire (unităţi cu pinolă şi cu cap de forţă deplasabil), pentru strunjire plană (unităţi cu acţionare hidraulică a avansurilor), pentru frezare (păpuşi adaptabile pe unităţile pentru găurire şi construcţii speciale) şi pentru strunjire fină (cu deplasarea piesei sau a păpuşii pe o sanie de avans). Din cuprins se remarcă realizările româneşti, de exemplu, capul de forţă pentru găurire, model CFG, cum şi criteriile de alegere a tipului de unitate de lucru.

Capitolele al patrulea şi al cincilea tratează elementele de transport şi, respectiv, elementele de susţinere şi aşezare. Dintre primele, o pondere mare o au mesele indexate cu mişcare circulară în plan orizontal, iar dintre celelalte — de batiuri şi piesele de legătură şi reglare.

În capitolul al şaselea sînt luate în discuţie cutiile multiaxe. Pe lîngă organele componente şi principiile constructive se dau indicaţii de calcul, începînd cu stabilirea schemei cinematice şi terminînd cu executarea desenului de ansamblu.

După dispozitivele pentru strîngerea pieselor pe maşinile agregate (capitolul al şaptelea), următoarele patru capitole dezvoltă problemele construcţiei şi exploatării liniilor automate. Sînt examinate, astfel, diferite scheme de transfer şi sisteme de transport (capitolul al optulea), cum şi dispozitive de prindere, de tip casetă (inclusiv sistemele de fixare), chei pentru strîngerea mecanizată şi dispozitive pentru oprirea precisă a axelor pentru bare de alezat (capitolul al noulea). Referitor la controlul prelucrării pe linii automate se enumeră operaţiile efectuate în mod curent, se descrie aparatura necesară şi se prezintă posturile de control.

Acţionarea hidraulică a maşinilor agregate şi a liniilor automate constituie obiectul celui de-al doisprezecilea capitol. Se indică iniţial avantajele şi dezavantajele acţionării hidraulice faţă de acţionarea electrică şi se evidenţiază deosebirile în raport cu acţionarea hidraulică a maşinilor-unelte universale. Sînt analizate apoi tipurile de acţionări hidraulice folosite la maşini agregate şi linii automate, un loc important fiind rezervat mijloacelor de automatizare. Alte probleme de ordin constructiv şi funcţional privesc structura acţionării hidraulice (funcţiile-tip îndeplinite de organele hidraulice într-o schemă, fazele-tip din ciclurile maşinilor agregate, ciclurile-tip şi acţionarea mecanismelor de avans şi de deservire) şi alcătuirea panourilor hidraulice. În afară de acestea, în capitol sînt incluse date practice de calcul, execuţie şi întreţinere.

Capitolul al treisprezecelea este consacrat instalaţiei electrice a maşinilor agregate şi a liniilor automate din elemente tipizate. Paragraful introductiv tratează despre motoarele şi aparatele electrice ale instalaţiei, fiind apoi examinate schemele electrice ale unităţilor de lucru şi ale mecanismelor de transfer şi auxiliare. Alte aspecte abordate sînt interblocarea funcţiilor maşinilor agregate şi ale liniilor automate, realizări constructive, întreţinerea şi depanarea instalaţiilor electrice.

Capitolul al patrusprezecelea prezintă sculele, portsculele şi dispozitivele de reglare, iar capitolul al cincisprezecelea, regimurile de aşchiere pentru maşini agregate şi linii automate. Reţin atenţia măsurile de asigurare a răcirii şi ungerii sculelor şi problemele legate de exploatarea lor, respectiv determinarea durabilităţii economice în cazul aşchierii simultane cu mai multe scule şi valori recomandate pentru regimul de aşchiere.

Capitolul al şasesprezecelea se ocupă de economicitatea maşinilor agregate şi a liniilor automate. Se propun metode de calcul al preţului de cost şi de comparaţie a variantelor tehnologice, se compară elementele preţului de cost al procesului de aşchiere cu cele corespunzătoare prelucrării pe maşini-unelte universale, se precizează eficienţa economică a investiţiilor şi indicii tehnico-economici ai unor maşini agregate fabricate în ţara noastră.

Lucrarea constituie o sinteză valoroasă în domeniul maşinilor agregate şi al liniilor automate, redactată la un nivel ingineresc superior. Fiind axată pe necesităţile de prim ordin ale dezvoltării automatizării prelucrării prin aşchiere a producţiei de serie mică şi mijlocie, lucrarea este utilă specialiştilor care colaborează la realizarea maşinilor agregate şi a liniilor automate, celor care proiectează ateliere prelucrătoare sau activează în acestea, cadrelor didactice şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

V. Belli, A. Sviridenok, S. Şcerbakov. **Angrenaje cu roţi dinţate din materiale plastice (Zubceestie peredaci iz plastmass).** Minsk, Ed. Ştiinţă şi tehnică, 1965, 248 pag., 115 fig.

În cele şapte capitole din care este alcătuită, lucrarea examinează problemele utilizării materialelor plastice în construcţia roţilor dinţate.

În primul capitol se prezintă polimerii din care se execută roţi dinţate, clasificaţi în două categorii : termoreactivi şi termoplastici. În continuare, se trec în revistă unele proprietăţi ale acestor materiale, ca rezistenţa mecanică la încărcări statice, rezistenţa la oboseală, calităţile antifricţiune, relaxarea etc., fiind evidențiată și dependența lor față de temperatură și umiditate.

Fabricația roților dințate din polimeri este tratată în capitolul al doilea. Pentru diferitele metode analizate (cum sînt extrudarea, turnarea centrifugală, prelucrarea prin așchiere, polimerizarea în forme) se dau indicații privind utilajul necesar și parametrii procesului. Se insistă mai ales asupra turnării sub presiune, cu descrierea formelor necesare, și se precizează tratamentele termice aplicate curent.

Capitolul al treilea ia în discuție elementele fundamentale ale angrenajelor cu roți dințate din materiale plastice, inclusiv angrenajele metaloplastice, la care una din roți este de metal, iar cealaltă de polimer. Se examinează geometria angrenajelor evolventice și de tip Novikov și particularitățile tehnologice specifice folosirii materialelor plastice, de exemplu armarea roților în vederea creșterii rezistenței la rupere a dinților.

Capitolul al patrulea este consacrat principalilor factori care determină durabilitatea roților dințate de materiale plastice. Cele trei aspecte luate în considerare, pe baza a numeroase rezultate experimentale, sînt ruperea prin oboseală a dinților, uzura suprafeței de contact și distrugerea acesteia prin oboseală.

Pe aceleași aspecte este axat calculul de rezistență al angrenajelor de materiale plastice, prezentat în capitolul al cincilea. În cuprins sînt incluse, în afara metodelor clasice, și unele recomandări speciale, elaborate de autori ca urmare a prelucrării datelor referitoare la comportarea în exploatare.

Capitolul al șaselea se ocupă de studiul angrenajelor metaloplastice, o mare pondere avînd mașinile, dispozitivele și standurile de probă respective, iar capitolul al șaptelea — de eficiența tehnico-economică a utilizării angrenajelor de materiale plastice. Sînt prezentate avantajele acestora, în ceea ce privește greutatea redusă, zgomotul de intensitate mai mică și tehnologia de fabricație mai simplă, în final fiind dezvoltat un calcul orientativ al eficienței înlocuirii pinionului obișnuit de la un regulator de motor cu un pinion de polimer.

Lucrarea constituie un ghid valoros în problema abordată, fiind utilă inginerilor și tehnicienilor care lucrează în domeniul construcției de mașini. În cuprins sînt inserate numeroase date practice, iar calculele sînt judicios sistematizate în tabele, completate prin anexarea cîtorva nomograme.

Cronică

Sesiunea tehnico-științifică Mașini-unelte cu comandă după program

În zilele de 5—6 noiembrie 1965 a avut loc la Uzina Independența din Sibiu sesiunea tehnico-științifică cu tema : Mașini-unelte cu comandă după program, organizată de Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini și Consiliul Național al Inginerilor și Tehnicienilor. La lucrările sesiunii au luat parte circa 100 cadre tehnice din : D.G.T. din M.I.C.M., uzine constructoare de mașini, institute de cercetări, proiectări și de învățămînt tehnic superior etc.

În cadrul sesiunii au fost prezentate 17 referate și comunicări din partea diferitelor institute și uzine.

Sesiunea s-a dovedit necesară pentru dezbaterea unor aspecte privind construcția și exploatarea acestor utilaje moderne, prilejuind în același timp un larg și valoros schimb de experiență și informații între cadrele tehnice din uzine, institute de cercetări și proiectări și de învățămînt tehnic superior.

Referatele și comunicările au prezentat stadiul mondial al asimilării folosirii acestor mașini, precum și realizările din țara noastră prin crearea strungurilor SNA 320 și SNA 400 cu comenzi după program, a strungurilor revolver SNO 40 și SNV 40 și a echipamentului de poziționare pentru mașina de alezat și frezat AFP 85.

Cu această ocazie a reieșit tendința care există în țările mai înaintate în cercetarea și construcția de asemenea mașini și anume aceea de a se extinde comanda după program numerică, deoarece se consideră că acest sistem de comandă program cu toată complexitatea constructivă este cel mai rațional la fabricația de unicate și în serie mică, fiind aplicat la mașini de alezat și frezat, mașini de găurit, mașini de frezat etc.

Cu toate că această sesiune a fost precedată de organizarea în anii 1964—1965 a două schimburi de experiență privind utilizarea rațională a mașinilor-unelte cu comandă după program existente în întreprinderi (unul la Uzina 1 Mai Ploiești și altul la Uzinele Tractorul și Steagul roșu din Brașov), se constată că nici în prezent aceste mașini nu sînt peste tot exploatate rațional. Mai sînt situații în care mașinile-unelte cu comandă program sînt folosite la fabricația de serie, în loc să fie folosite la prelucrarea loturilor mici de piese unde s-ar obține o eficiență sporită, sau în care aceste mașini sînt puse să lucreze doar cu comenzile manuale.

Participarea la lucrările sesiunii a unor oameni de știință, cercetători și specialiști din institute și din producție a permis dezbaterea competentă a problemelor prezentate, precum și stabilirea unor concluzii și măsuri utile pentru creșterea productivității muncii în construcția de mașini cu specific de serie mică și individuală.

Din referatele și comunicările prezentate, precum și din întrebările și discuțiile purtate au rezultat o serie de probleme importante :

— orientarea fundamentată prin studii în domeniul cercetării și asimilării mașinilor-unelte cu comandă după program la nivelul realizărilor din străinătate ca și pe baza experienței proprii ;

— întocmirea unor studii tehnico-economice privind asimilarea mașinilor-unelte cu comandă după program ca : strungurile revolver și paralel cu comanda după program secvențională, mașina de găurit cu masă în coordonate și cap revolver cu comandă numerică, precum și a unor elemente de automatizare necesare mașinilor-unelte cu comandă după program : cuplaje și frîne electromagnetice, electromotoare, cu domeniu larg de reglare, motoare hidraulice, electroventile hidraulice de mare sensibilitate etc. ;

— acordarea asistenței tehnice de către instituțiile M.I.C.M. pentru punerea în funcțiune a mașinilor-unelte cu comandă după program existente și a celor noi sosite privind tehnologia, exploatarea, întreținerea etc. ;

— continuarea și dezvoltarea unor lucrări de cercetare efectuate de I.P.A. în domeniul mașinilor-unelte cu comandă program, prin inițierea unor lucrări de cercetare pentru realizarea unor sisteme de comandă unificate și anume : sistem centralizat de comandă secvențională, sistem de comandă numerică și sistem de comandă prin puncte discrete ;

— necesitatea pregătirii viitoarelor cadre de ingineri încă de pe băncile facultăților prin îmbunătățirea și completarea programelor de învățămînt cu probleme specifice construcției, exploatării și întreținerii mașinilor-unelte cu comandă după program ;

— inițierea a două cursuri pentru maiștri și muncitori și a unui curs pentru ingineri și tehnicieni în vederea pregătirii de cadre capabile să exploateze rațional aceste mașini ;

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

— necesitatea înscrierii în planurile de acţiune ale comisiilor inginerilor şi tehnicienilor de pe lîngă Consiliile locale ale sindicatelor şi din cadrul comitetelor sindicatelor din întreprinderi şi instituţii a studierii unor probleme tehnice legate de utilizarea raţională a maşinilor-unelte cu comandă după program ;

— intensificarea acţiunii de informare şi documentare a cadrelor de ingineri, tehnicieni, maiştri şi muncitori prin : întocmirea de către I.D.T. a unei cercetări bibliografice deschise în problema maşinilor-unelte cu comandă program, schimburi de experienţă bilaterale, valorificarea instrucţiunilor de lucru ale acestor maşini în curs de elaborare etc. ;

— popularizarea prin mijloacele de care dispune M.I.C.M. ca şi prin presă, radio şi televiziune a realizărilor din uzine în folosirea maşinilor-unelte cu comandă după program.

Pe baza problemelor discutate s-a întocmit un plan de măsuri.

Sesiunea tehnico-ştiinţifică „Tehnologia de grup în industria constructoare de maşinii"

Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini şi Consiliul naţional al inginerilor şi tehnicienilor au organizat între 19 şi 20 noiembrie 1965 la Timişoara o interesantă sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema „Tehnologia de grup în industria constructoare de maşini, la care au participat delegaţi ai Ministerului Industrie Construcţiilor de Maşini, ai întreprinderilor constructoare de maşini, ai institutelor politehnice şi ai institutelor de proiectări.

După cuvîntul de deschidere rostit de tov. Lăbuşcă Nicolae, director tehnic al DGT din MICM s-au prezentat o serie de referate şi de comunicări care au expus realizări ale uzinelor în aplicarea principiilor de prelucrare a pieselor grupate pe familii.

Felul în care a fost întocmită majoritatea referatelor (sublinierea aspectelor dificile ale problemei şi a modului de rezolvare) a făcut ca lucrările să se bucure de atenţia tuturor participanţilor.

Un interes deosebit au stîrnit referatele prezentate de uzinele „Unirea"-Cluj şi „Pompe"-Bucureşti. Dintre referatele susţinute, multe din ele însoţite de proiecţii se menţionează :

— Aspecte generale ale tehnologiei de grup şi unele aplicaţii ale acesteia la proiectarea şi organizarea unităţilor productive în industria constructoare de maşini, de ing. *E. Sfarţ* I. P. C. M.

— Aspecte privind studierea şi normarea muncii la introducerea tehnologiei de grup, de ing. *Pitic* — Uzina mecanică Timişoara.

— Pregătirea tehnico-organizatorică pentru aplicarea tehnologiei de grup în prelucrarea la rece şi instruirea cadrelor. Schimbări tehnico-organizatorice, condiţii minime, de ing. *T. Mendel* — Uzina Unirea-Cluj.

— Probleme referitoare la posibilităţile de aplicare a tehnologiei de grup — Institutul politehnic Timişoara.

— Unele aspecte ale raţionalizării producţiei prin aplicarea tehnologiei de grup în întreprinderile Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, de ing. *Iosupescu*, ing. *Al. Iordăchescu* I.C.T.C.M. şi ing. *I. Lucaci*.

— Criterii proprii tehnico-economice aplicate la elaborarea tehnologiei de grup în Uzina de pompe — Bucureşti, de ing. *N. Popescu* şi ing. *A. Croitoru*.

— Tehnologia de grup pentru clasa de piese de revoluţie echilibrate (rotoare şi semicuple), de ing. *M. Miron* — Uzina de pompe — Bucureşti.

— Despre clasificarea pieselor, baza aplicării cu succes a tehnologiei de grup şi activitatea depusă în acest scop la I.O.R., de ing. *Negoiţă C.* şi ing. *D. Camburoglu*.

— Organizarea fabricaţiei maşinilor-unelte pe familii de piese, la Uzina metalurgică Cugir, de ing. *D. Păunescu*.

— Studiul şi modul de rezolvare a organizării prelucrării de grup la uzina Independenţa — Sibiu, de ing. *V. Nicola* şi ing. *F. Czilich*.

— Posibilităţile de aplicare a tehnologiei de grup la strunjirea automată, în cadrul producţiei de serie mică şi mijlocie, de ing. *Hary Engel* — Uzina 6 Martie.

— Introducerea tehnologiei de grup în fabricaţia maşinilor universale mijlocii şi grele şi a maşinilor agregat la F.M.U.A.B., de ing. *Octav Cocora* şi ing. *A. Petrescu*.

— Aplicarea tehnologiei de grup la fabricaţia locomotivelor Diesel-electrice, de ing. *Gh. Blindu* — U.C.M.R.

— Tehnologia de grup în fabricaţia strungurilor la Uzina de strunguri — Arad, de ing. *I. Bărăuaş*.

— Tehnologia de grup la Uzina Tractorul, realizări şi perspective, de ing. *Vl. Berzacovski*.

— Aspecte de aplicare a tehnologiei de grup la Uzina Steagul Roşu — Braşov, de ing. *C. Cozac*.

— Organizarea tehnologiei de grup la Uzina Hidromecanica, Braşov, de ing. *Ileana Micu-Ştefănescu* şi ing. *St. Drăghici* — Institutul politehnic — Braşov.

— Aplicaţiile tehnologiei de grup în fabricaţia pompelor de injecţie la Uzina mecanică — Sinaia, de ing. *M. Szombolfalvy*.

— Tehnologia de grup în fabricaţia de serie a sculelor aşchietoare la Fabrica de scule Rîşnov, de ing. *W. Zerelles*.

Discuţiile care au urmat au scos în evidenţă importanţa deosebită pe care a avut-o această consfătuire pentru extinderea aplicării tehnologiei de grup în ţara noastră.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Program de fabricație

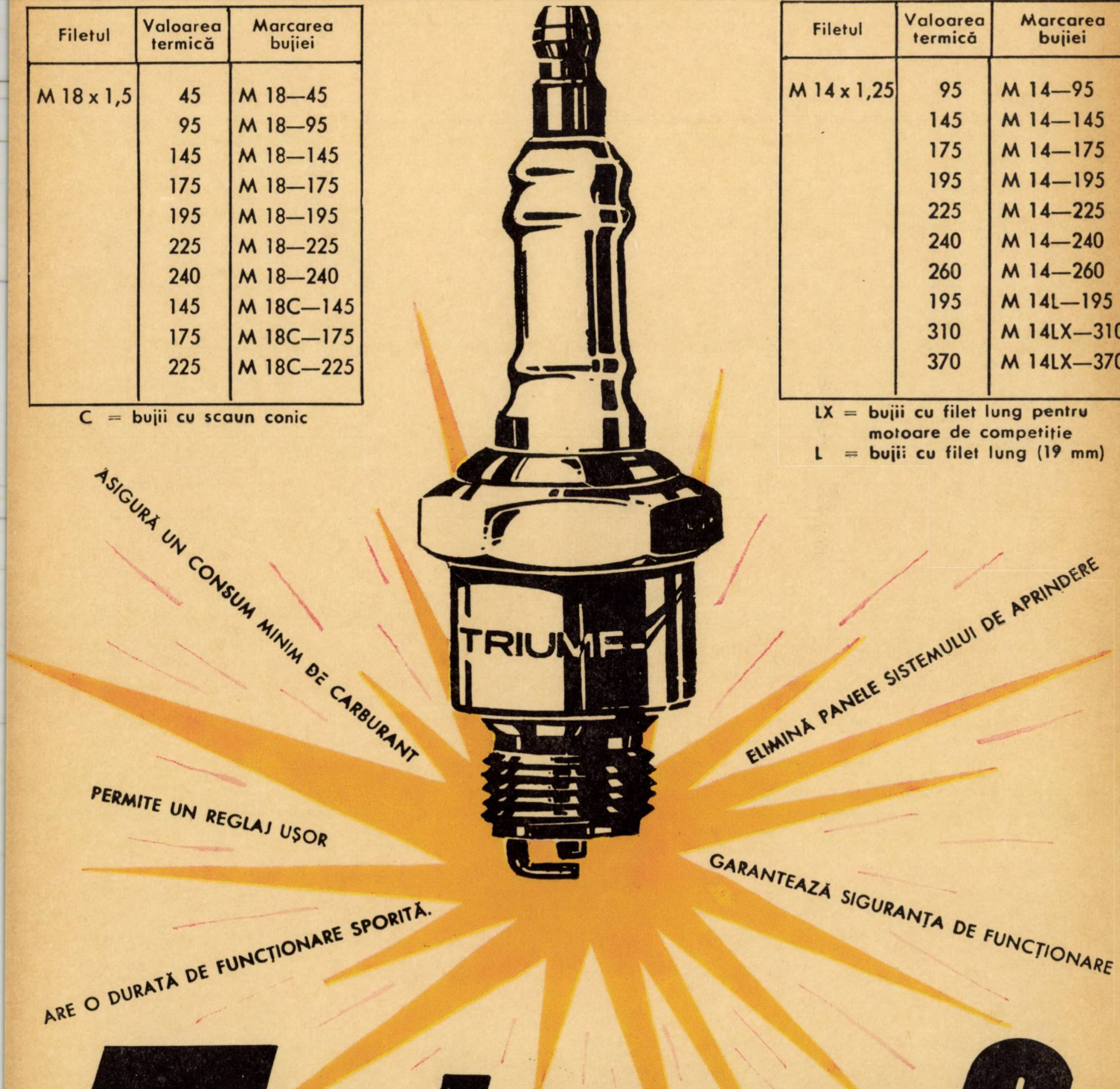
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 18 x 1,5	45	M 18—45
	95	M 18—95
	145	M 18—145
	175	M 18—175
	195	M 18—195
	225	M 18—225
	240	M 18—240
	145	M 18C—145
	175	M 18C—175
	225	M 18C—225

C = bujii cu scaun conic

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95
	145	M 14—145
	175	M 14—175
	195	M 14—195
	225	M 14—225
	240	M 14—240
	260	M 14—260
	195	M 14L—195
	310	M 14LX—310
	370	M 14LX—370

LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
L = bujii cu filet lung (19 mm)


TRIUMF
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE
PERMITE UN REGLAJ UȘOR
GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Triumf

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm^2, pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm^2.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

19[illegible] JAN 6.

E 3279

REFERÁLVA

R

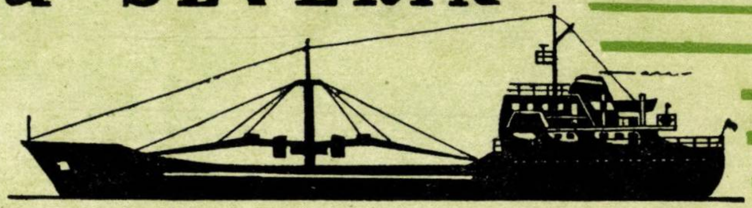
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

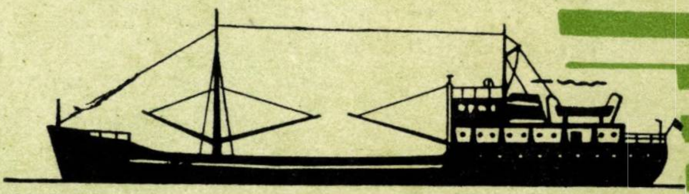
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 4 • APRILIE 1966

uzina mecanică

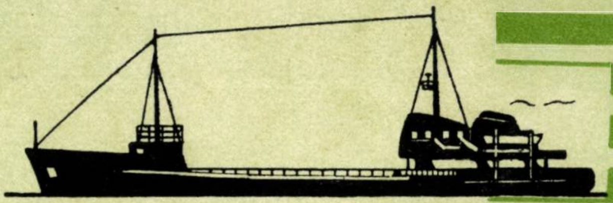
TURNU-SEVERIN



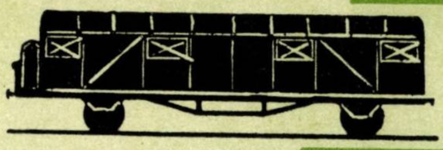
Cargouri de 1 600 tdw
Cabotiere de 1 100 tdw
Cabotiere de 600 tdw



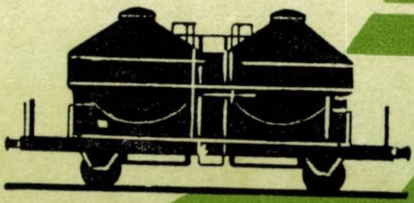
Şalande maritime de 500 m³
Motonave fluviale de 2 000 tdw
Nave pescăreşti de 150 CP



Tancuri petroliere de 60, 240 şi 1 000 t
Şlepuri de 100 şi 1 000 t
Şalupe de 120, 150 şi 300 CP
Şalupe de agrement maritime



Vagoane descoperite pe 2 şi 4 osii
Vagoane acoperite pe 2 osii
Vagoane cisterne pe 4 osii
Vagoane speciale pe 2 osii



Str. Portului Nr. 2
Telefon 270-440-618
Cont virament 026001

E 3279

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

[R]

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965

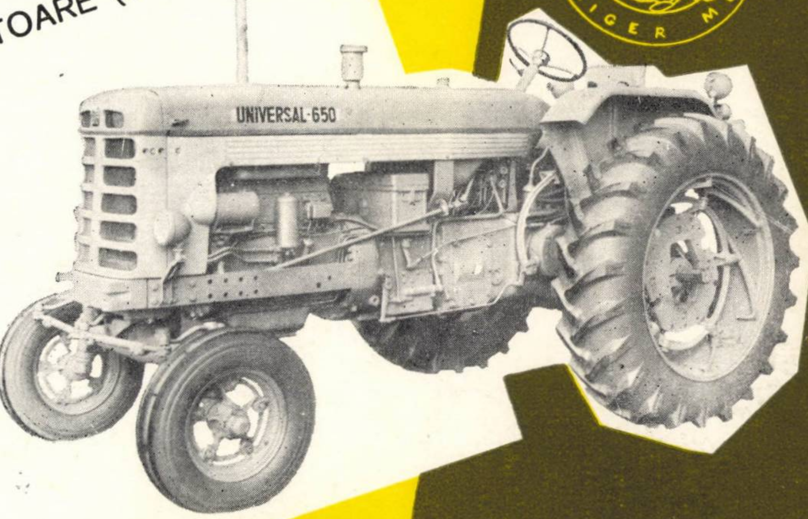
produce:

TRACTOARE

U-650

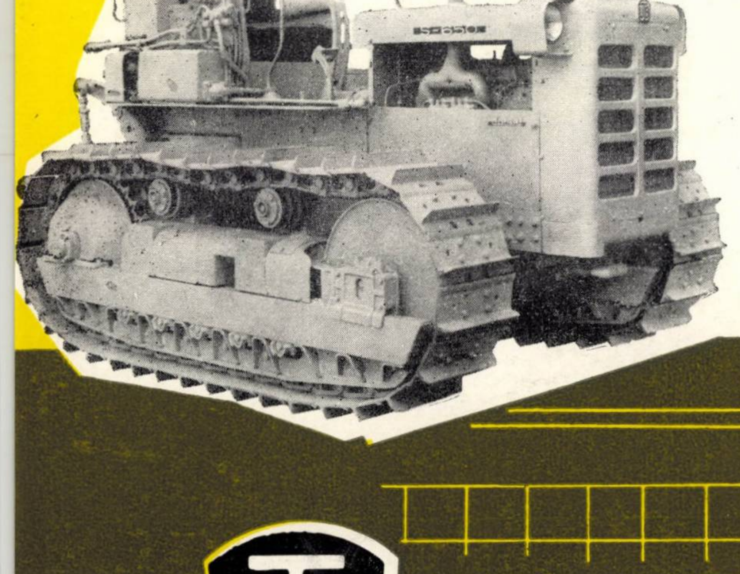
TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP

- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

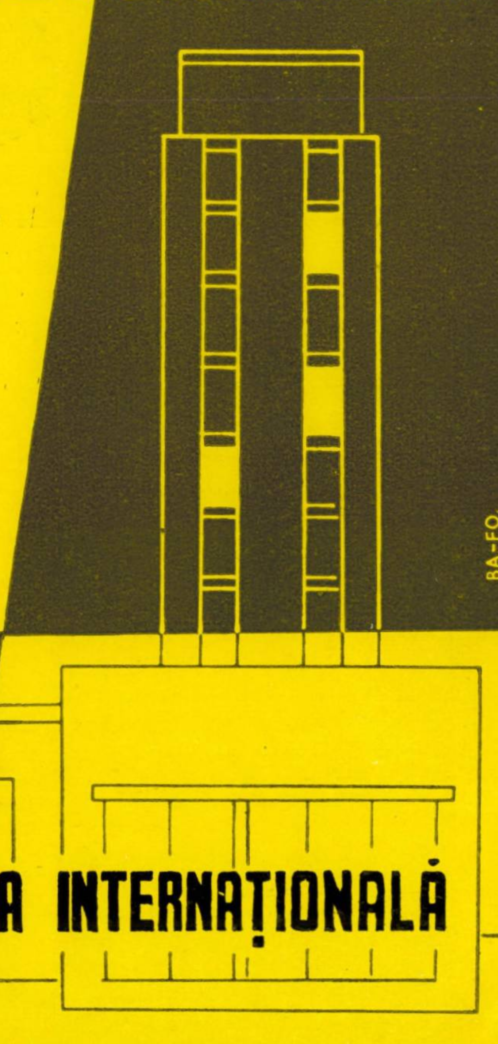


S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



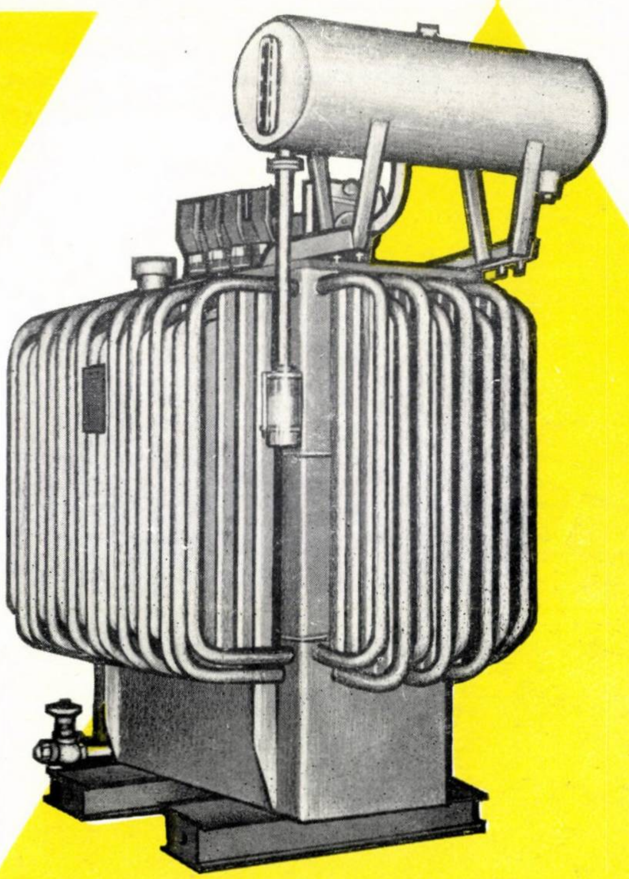
MOTOARE DIESEL



BA-FO.

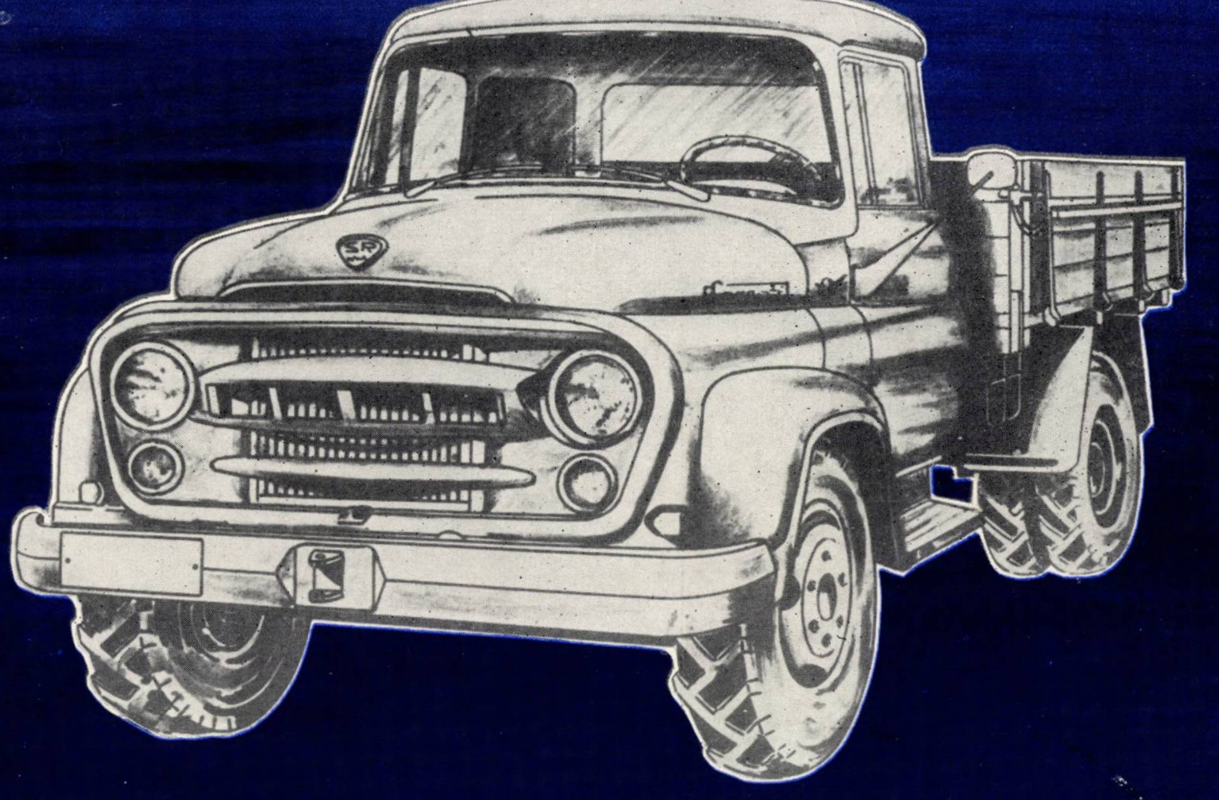
MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

faceți economii
în alimentarea cu energie
a unităților din
întreprinderea dumneavoastră
folosind



TRANSFORMATOARE DE PUTERE
100-1600 kVA
cu tablă laminată la rece
și înfășurări din aluminiu
- pierderi reduse / rezistență la scurt circuit

UZINELE
ELECTROPUTERE CRAIOVA



SR

- manevrabilitate ușoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea 140 CP
- sarcina utilă 3 T-SR-131 5 T-SR-113
- consum la 100 km 25 l-SR-131 28 l-SR-113

Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

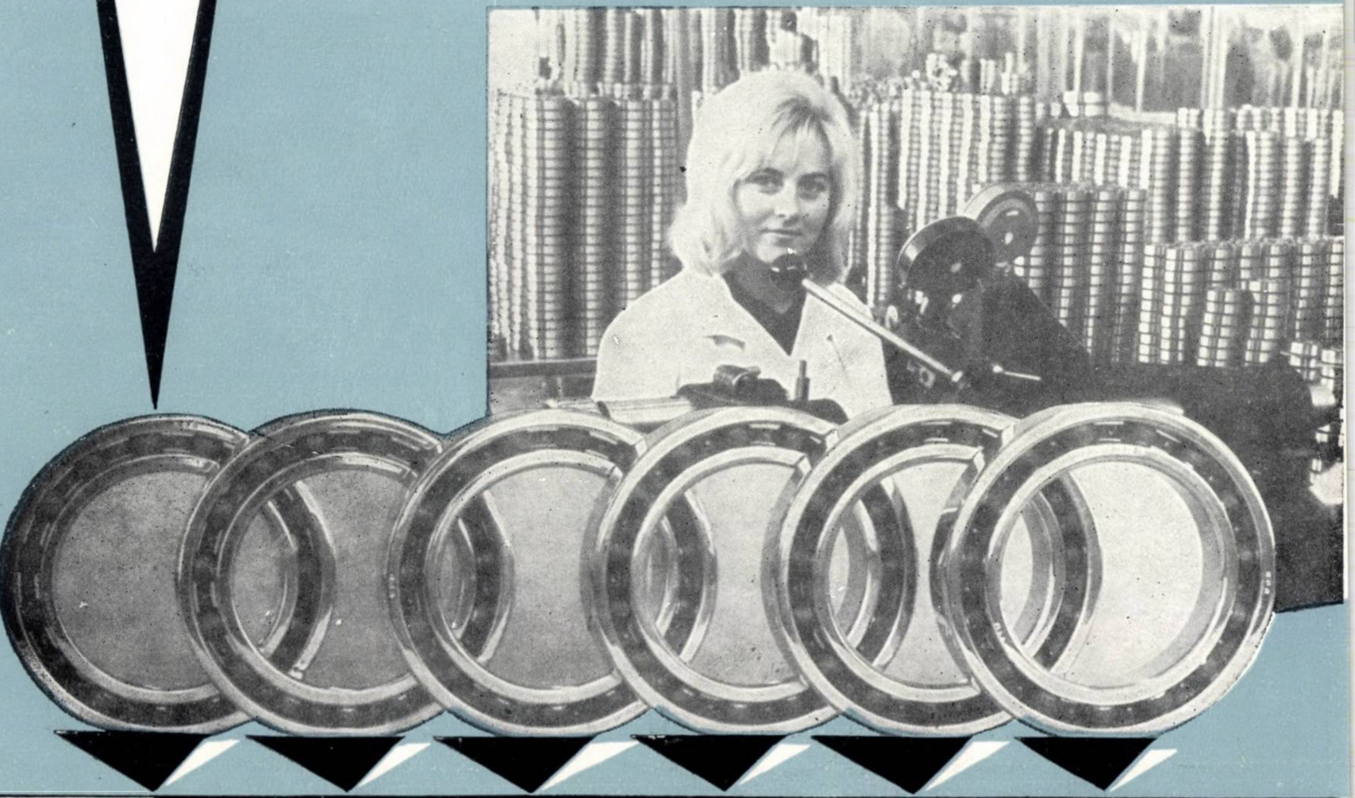
Brașov-Strada Poenelor Nr. 5
Telefon 16310

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

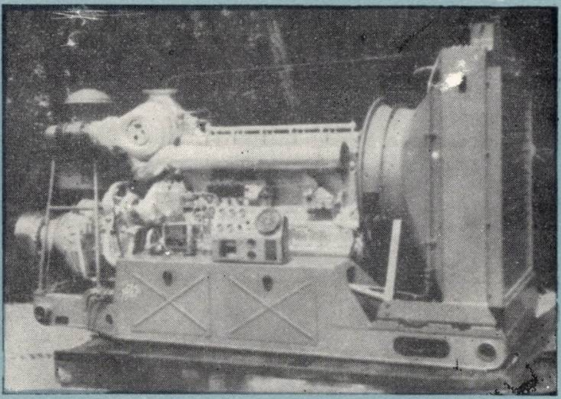
- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace

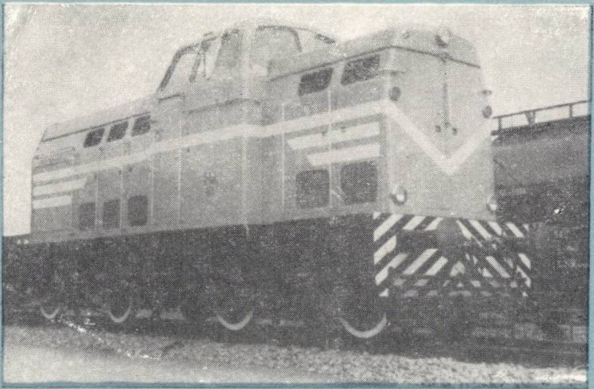


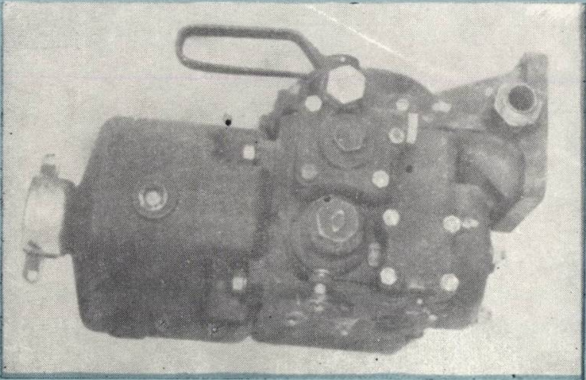
uzina rulmentul brasov

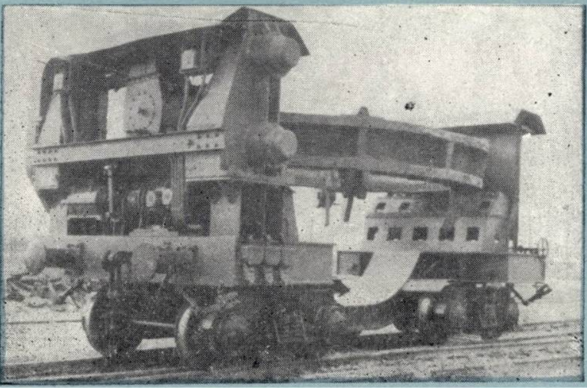
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

Uzina 23 AUGUST









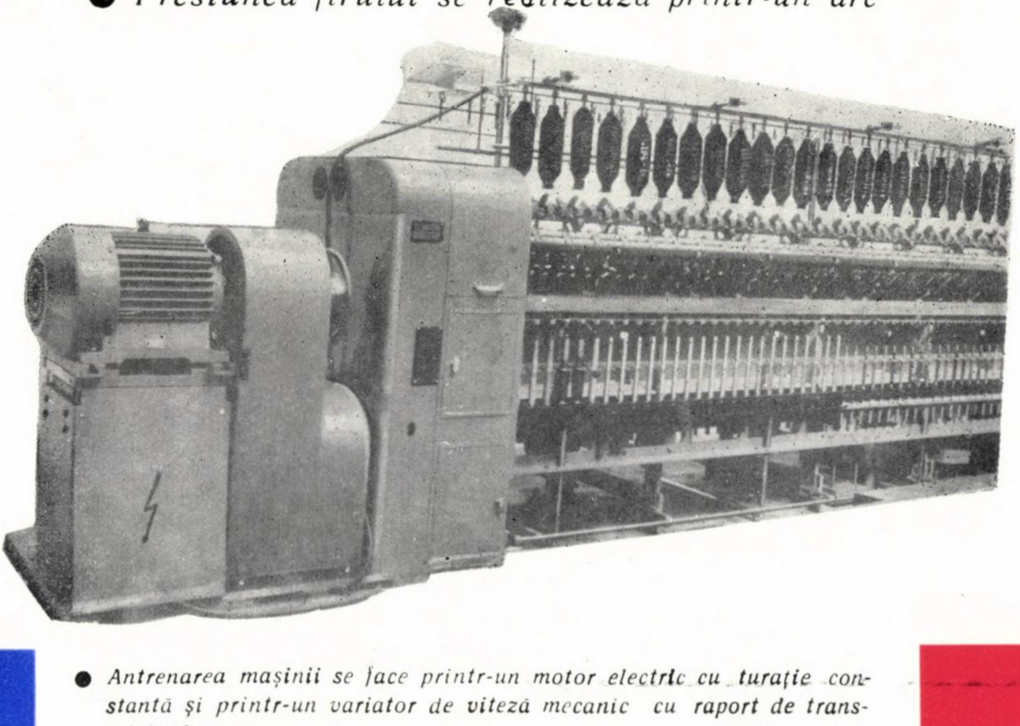
- **Motoare Diesel** de 350 CP (M 583 S) și 700 CP (M 581 S)
- **Prese hidraulice** cu 6 și 15 etaje
- **Mori de ciment** de Ø 3×14 m pentru măcinarea fină a pastei și cimentului
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul umed, de Ø 4×3,6×4×× 150 m, Ø 3,6×150 m și Ø 3×100 m
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul uscat, Ø 4 × 64 m
- **Locomotive Diesel mecanice** de 120 CP, ecartament normal 1 435 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 350 CP, ecartament 760 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 700 CP, ecartament 1 435 mm
- **Echipamente de frînă** pentru locomotive și vagoane
- **Vagoane siderurgice** de 11 și 16 m³ pentru transportul zgurei fluide

UZINA UNIREA

PIAȚA 1 MAI
3–5
CLUJ

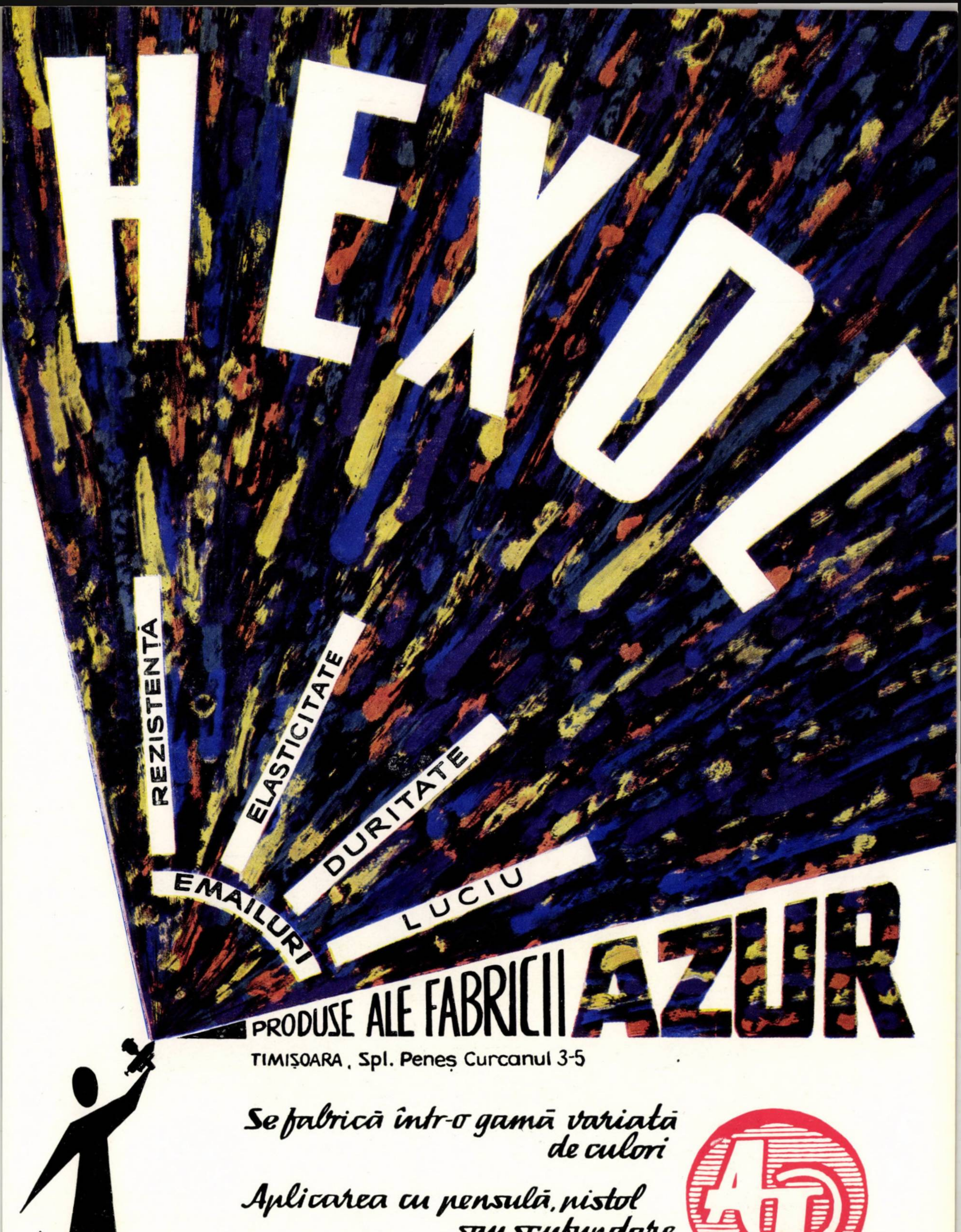
Mașină de filat lînă pieptănată tip FLP

- *Mașina este destinată filării firelor de lînă pieptănată, lînă in amestec cu fire artificiale sau sintetice, in gama tex 50 - 16 (Nm 20-60)*
- *Mașina se construiește pentru 84-468 fuse, rația fiind de 12 fuse de tipul R 11-7,8 cu turația maximă de 10 000 rot/min, realizînd un cops cu lungimea de 240-245 mm*
- *Mașina folosește inele de ∅ 51 mm cu pistă conică și autoungere avînd cursor tip Y*
- *Trenul de laminare asigură laminajul firelor cuprins între 8,1 și 21,2*
- *Torsiunea S și Z în gamă de 149-1099 răsuciri/m*
- *Presiunea firului se realizează printr-un arc*



- *Antrenarea mașinii se face printr-un motor electric cu turație constantă și printr-un variator de viteză mecanic cu raport de transmisie de 3 1*
- *Dimensiunile de gabarit*
  - *înălțime. 2 065 mm – lățime 1 100 mm*
  - *lungimea unei secțiuni 2 435 mm*
  - *lungimea totală este in funcție de numărul de fuse,*

$$L = 2\,435 + \left(\frac{\text{numărul de fuse}}{2} - 1\right)$$


HEXOL
REZISTENȚĂ
ELASTICITATE
DURITATE
EMAILURI
LUCIU

PRODUSE ALE FABRICII AZUR

TIMIȘOARA, Spl. Peneș Curcanul 3-5

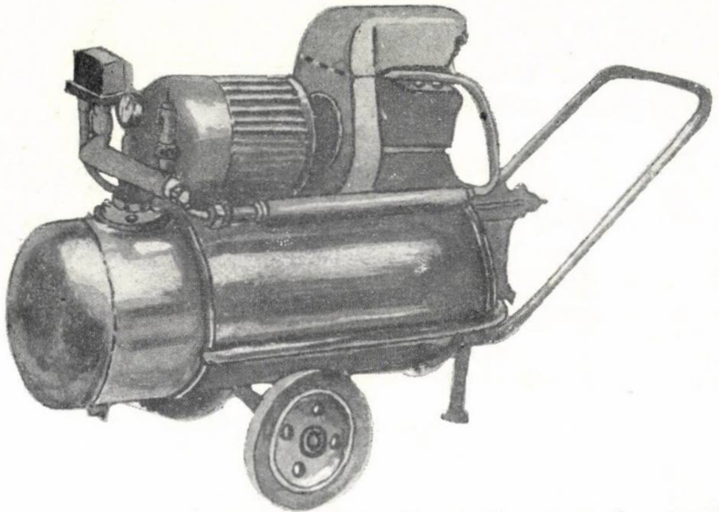
Se fabrică într-o gamă variată de culori

Aplicarea cu pensulă, pistol sau scufundare

Uscarea la aer sau la cuptor

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

timpuri noi

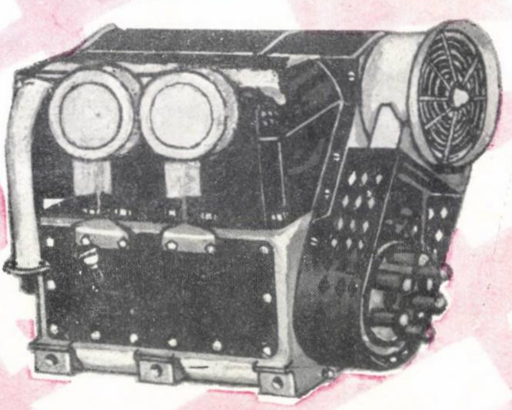


execută și livrează în țară
și străinătate

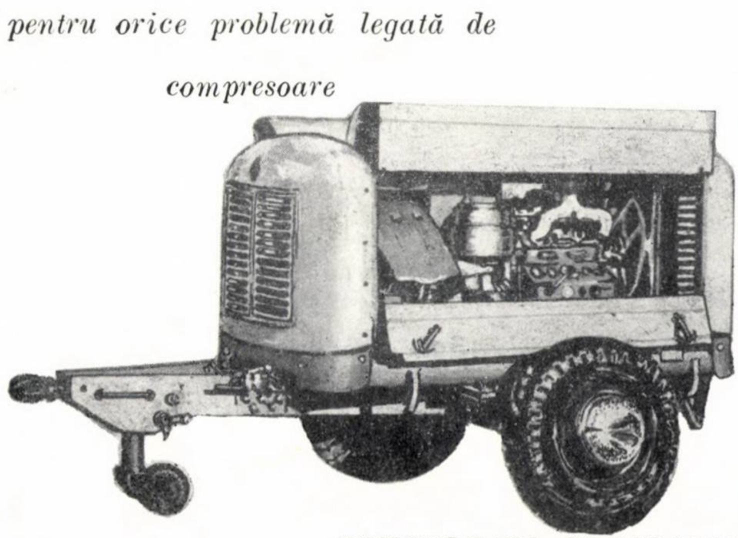
BUCURESTI

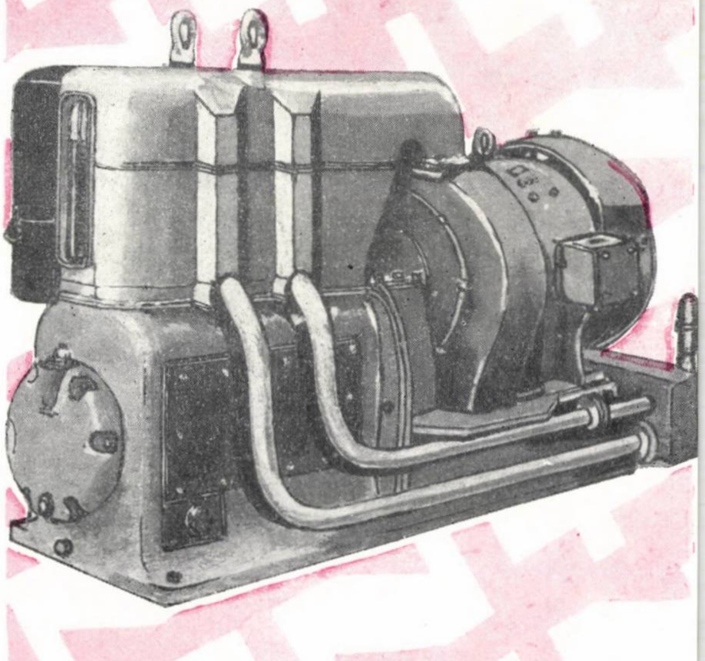
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON
pentru:

- *locomotive*
- *instalații petroliere*
- *excavatoare*
- *troleibuze*
- *șantiere*
- *vopsitorii*
- *automatizări etc.*



La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalație pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum și pentru orice problemă legată de compresoare





CONSULTAȚI SPECIALIȘTII UZINEI TIMPURI NOI

IPRS

Băneasa

produce:

Piese radio

- Rezistențe fixe cu peliculă de carbon
  0,25—2 W 10 Ω—10 MΩ
- Condensatoare styroflex
  25—500 V 20—100 000 pF
- Condensatoare electrolitice normalel
  25—500 V 8—200 μF
- Condensatoare electrolitice miniatură
  3—100 V 1,5—300 μF
- Condensatoare ceramice
  30, 70, 500 V 1,5—100 000 pF
- Condensatoare cu hîrtie
  150—1 000 V 10—2 000 μF
- Cablaje imprimate
  max. 300 × 400 mm

Dispozitive semiconductoare

- Tranzistoare cu germaniu de joasă frecvență
  - de mică putere
  - de medie putere
  - de putere
- Tranzistoare cu germaniu de, înaltă frecvență
  - de mică putere
  - Drift de mică putere
- Diode cu germaniu cu contact punctiform
- Redresoare cu germaniu de medie putere

Pentru informații
suplimentare consultați
Catalogul I.P.R.S.
Băneasa

INTREPRINDERE DE PIESE DE RADIO ȘI DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE
București ★ Strada Erou Iancu Nicolae nr. 32 ★ Raion 1 Mai ★ Telefon: 17.73.30

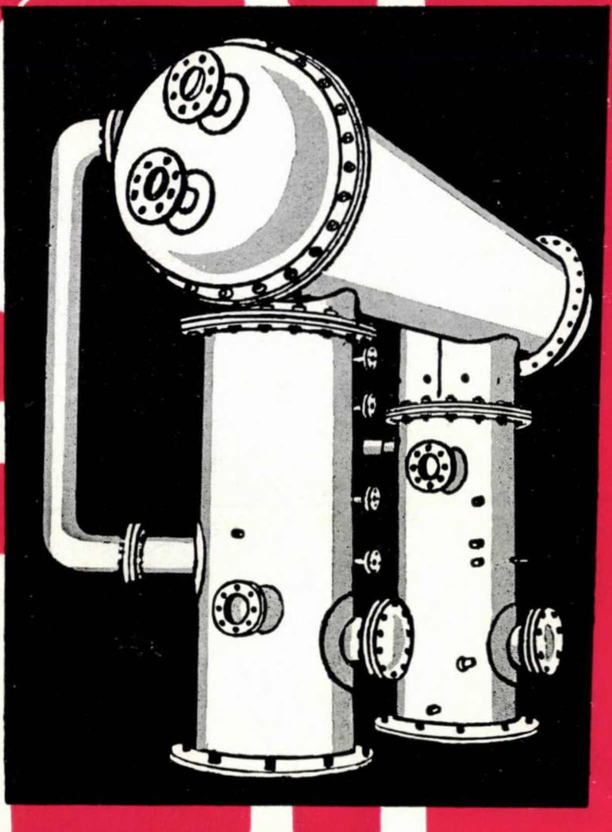
Uzinele Grivița Roșie

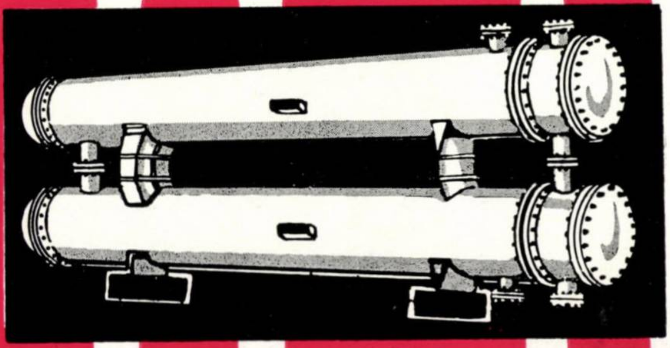
EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE
UTILAJE TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA
CHIMICĂ ȘI PETROLIERĂ

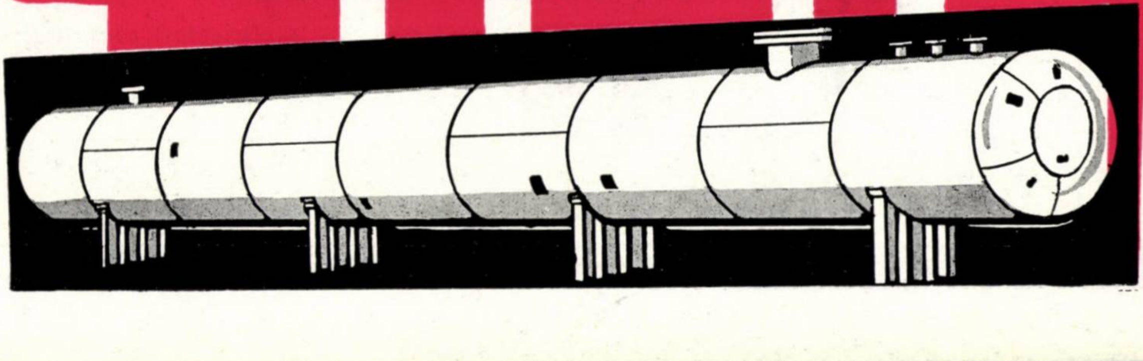
Coloane de:

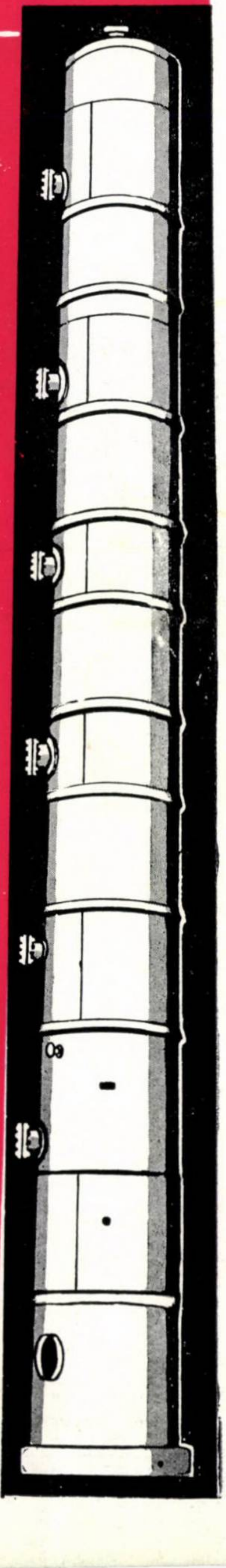
- Distilare
- Fracționare
- Spălare
- Vid
- Stripare
- Stabilizare

Absorbere
Scrubere
Condensatoare
Separatoare
Filtre
Rezervoare
Vase de drenaj
Fierbătoare
Vaporizatoare
Buncăre
Conteinere
Sobe de contact
Mori cu bile
Mori cu ciocane
Schimbătoare de căldură.







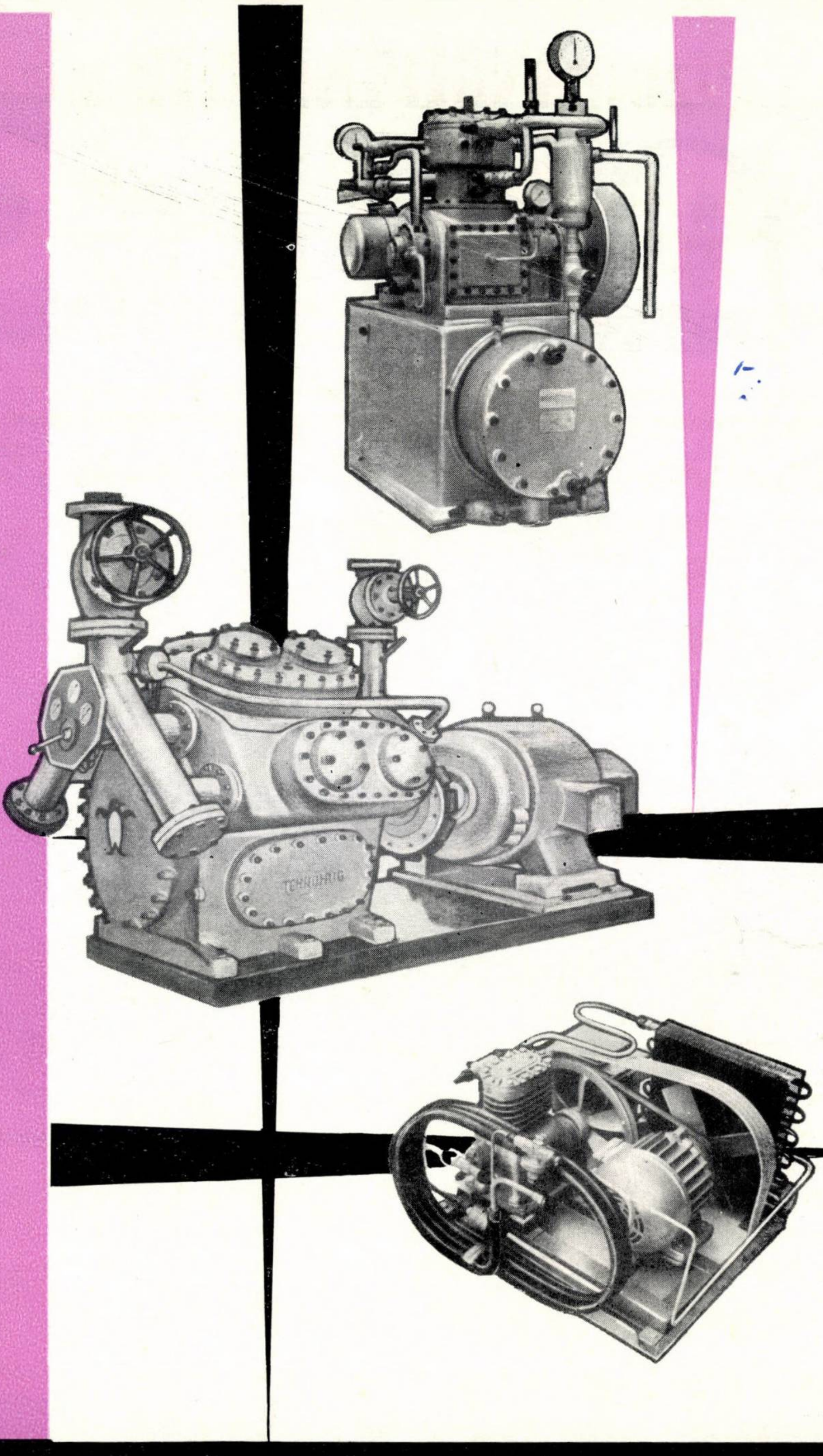


metrom

Laminate trase din neferoase ușoare și grele
Piese turnate sub presiune

UZINA „METROM" BRAȘOV Str. Carpaților nr. 60 tel. 12920

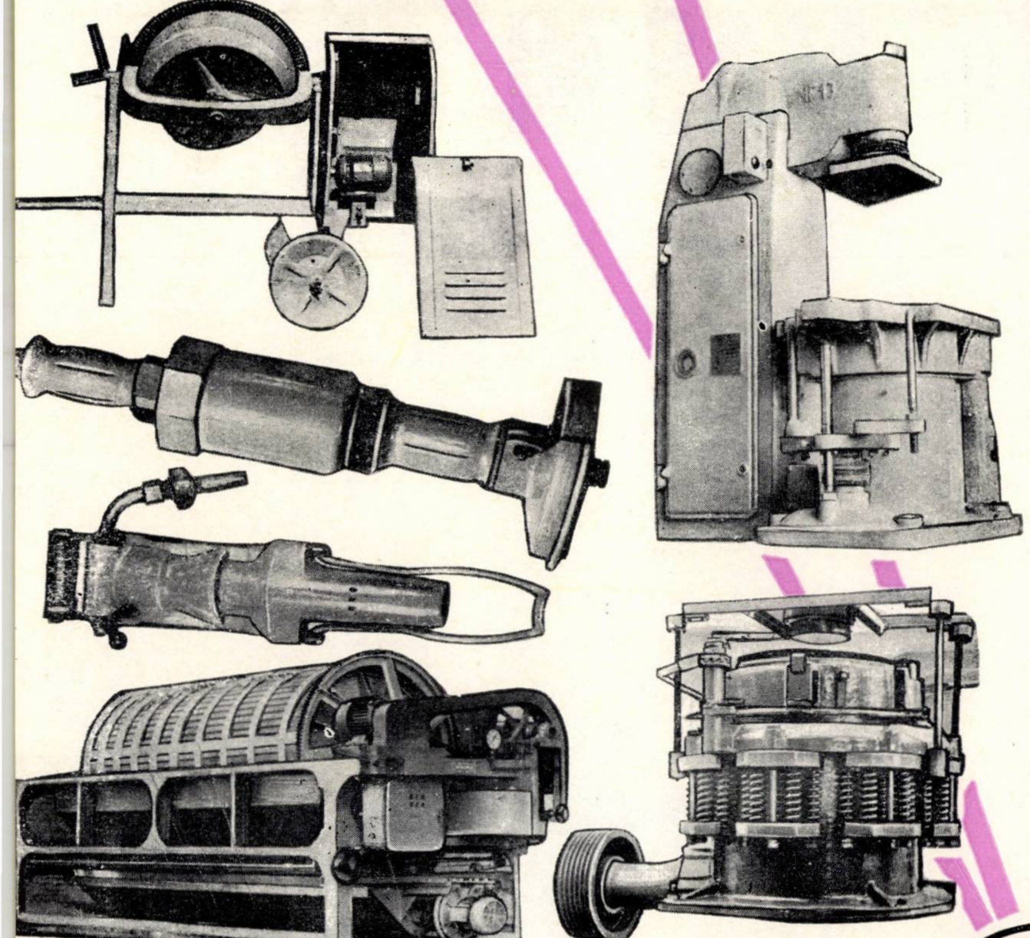
Pentru toate ramurile industriale şi comerciale, care necesită capacităţi frigorifice mari şi temperaturi scăzute, compresoare şi agregate frigorifice



TEHNOFRIG

Cluj — Str. Fabricii de chibrituri, 5-11. ● Telefon 1.61.80

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTĂ PRODUSE PENTRU:

INDUSTRIA SIDERURGICĂ: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

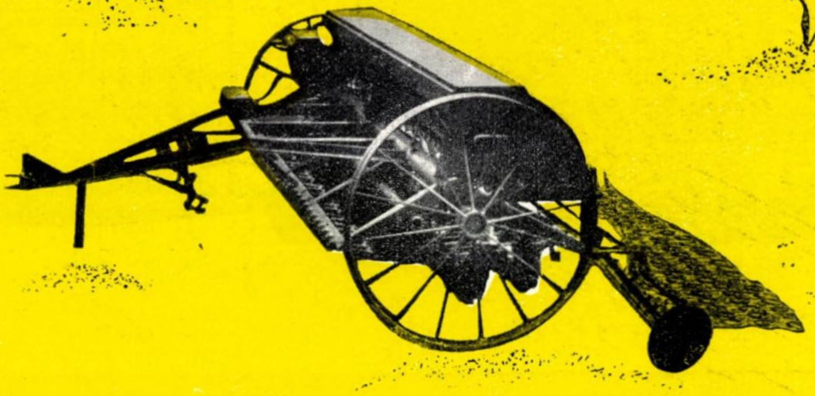
UZINA DE CONSTRUCTII DE MASINI

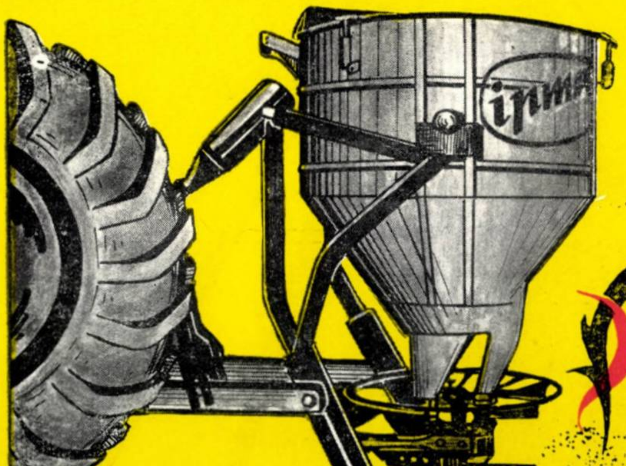
7 NOIEMBRIE

produce:

STR. I. C. FRIMU nr. 3 • ☆ CRAIOVA

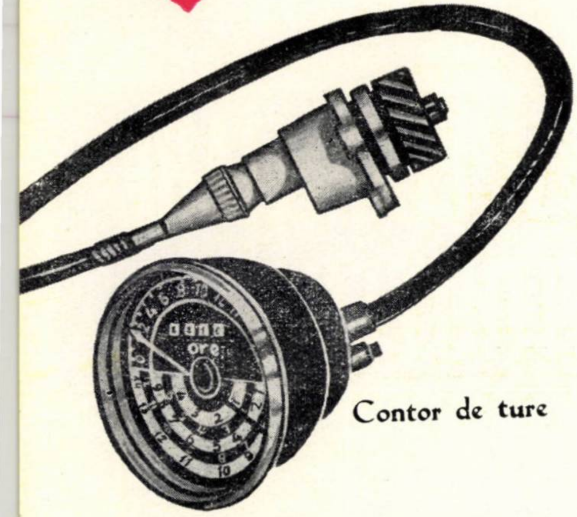
- Mașini de împrăștiat centrifugal îngrășăminte chimice MIC—1
- Remorcă cisternă RC — 3,6
- Remorcă cisternă RC — 1,8
- Greblă rotativă GR — 4,2
- Semănătoare universală de cereale SU — 29
- Tocătoare pentru însilozat TMS — 6M



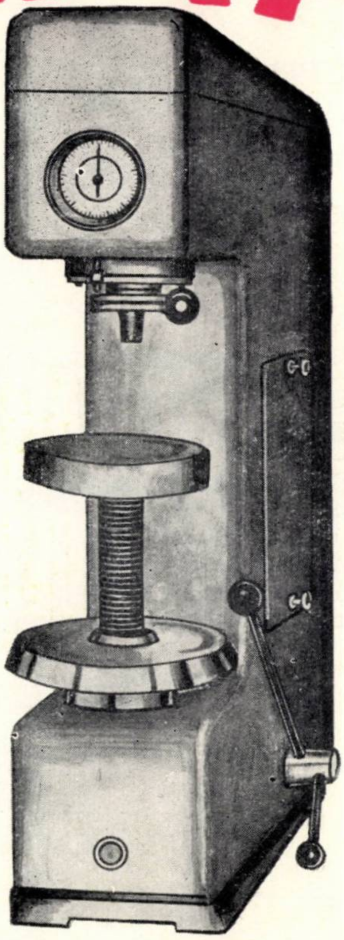


PERICOL DE FOC
ATENTIUNE!

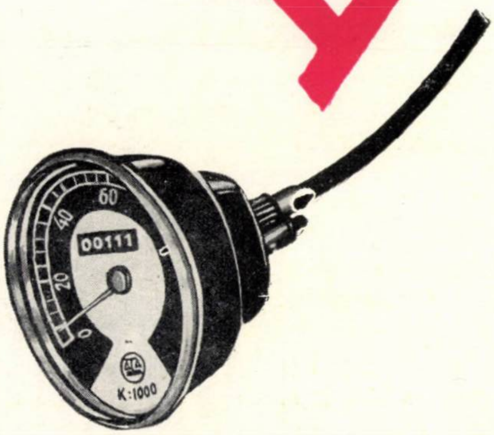
UZINA BALANTA SIBIU



Contor de ture



Aparat Rockwell



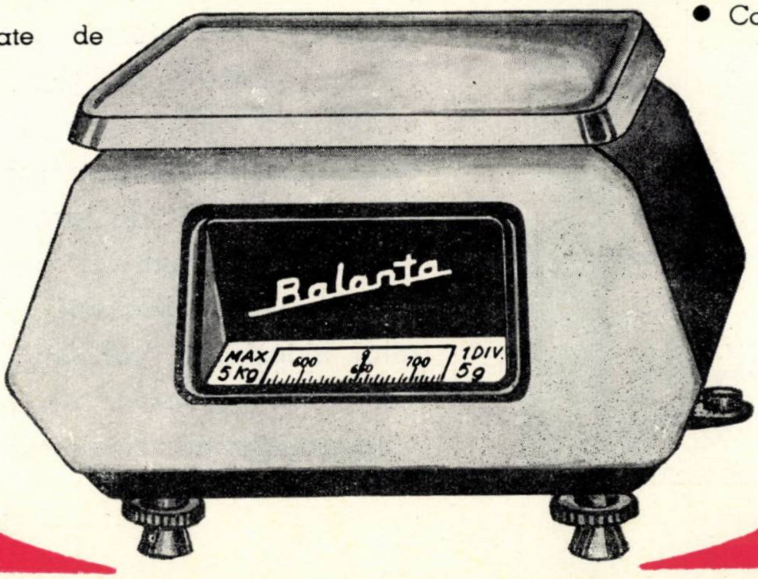
Vitezometru

executǎ:

- Balanțe semiautomate de 1 și 20 kg
- Balanțe semiautomate de 5 kg, cu proiecție
- Balanțe tehnice cl. II de 1 și 5 kg
- Balanțe etalon de 2 și 20 kg
- Balanțe compuse de 5, 10 și 20 kg
- Balanțe romane de uz casnic de 5 și 10 kg
- Bascule semiautomate de 50 kg, cu proiecție

- Bascule automate cu cupǎ basculantǎ pentru cereale de 5, 20, 100, 200, 300 și 700 kg
- Bascule romane de 500, 1 000 și 2 000 kg
- Bascule pod pentru vehicule rutiere de 10, 15 și 20 t
- Basculǎ pod pentru vagonete și cǎi ferate
- Aparate Brinell și Rockwell
- Vitezometre pentru autovehicule
- Contoare de ore

Balanțǎ semiautomatǎ de 5 kg

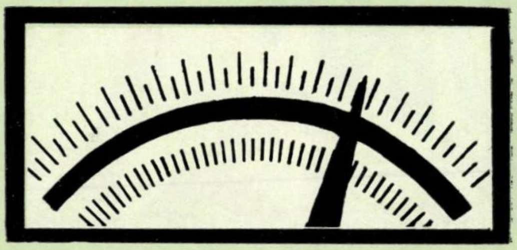


Str. Gușteriței
21 - 23

telefon
6200

MICM

ICPE



INSTITUTUL DE CERCETARE ȘI PROIECTARE PENTRU INDUSTRIA ELECTROTEHNICĂ

București ★ Bulevardul Tudor Vladimirescu nr. 45 ★ telefon 31.41.00

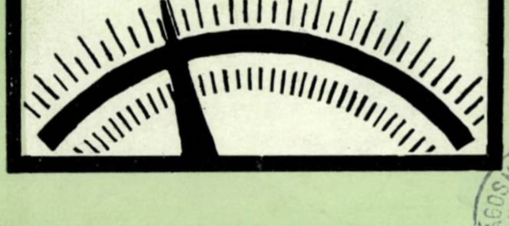
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ИНСУИТУТ ПО ВОПРОСАМ ЭЛЕКТРОПРОМЫШЛЕННОСТИ

ELECTRICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE

FORSCHUNGS-UND PROJEKTIERUNGSINSTITUT FÜR DIE ELEKTROINDUSTRIE

INSTITUT DE RECHERCHES ET PROJETS POUR L'INDUSTRIE ÉLECTROTECHNIQUE

primește comenzi de cercetare și proiectare, cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din țară. Institutul execută studii, încercări, omologări și prototipuri din domeniul mașinilor și transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă și înaltă tensiune, acționărilor electrice, schemelor complexe electrice și electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu mașini electronice, materialelor electrotehnice, cum și proiectări pentru uzine și fabrici cu acest profil.



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

ORSZÁGOS MŰSZ. KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, APRILIE 1966, Nr. 4

CUPRINS

TACHE, V., BĂDESCU, GH. şi BRĂGARU, A: **Metode practice pentru determinarea parametrilor la excentricii circulari** 185

STAMBULEANU, A. şi HIRAO, O.: **Încălzirea amestecului carburant în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi ai cilindrului motorului cu benzină** 195

PAVEL, A.: **Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică (II)** 205

VAS, AL. şi LIPOVAN, L.: **Consideraţii asupra unor fenomene la amorsarea jetului de plasmă** 214

HRELESCU, M., BĂR, F. şi SĂLĂGEAN, T.: **Mărirea rezistenţei mecanice la granulele fluxurilor ceramice** 219

TRUICĂ, N.: **Referitor la angrenajele interioare cu z şi $z-1$ dinţi** 222

NEGREA, B.: **Centrarea capului de distribuţie de la turbinele hidraulice verticale de tip Kaplan** 225

IORDACHE, GH.: **Utilizări ale titanului în tehnica actuală în domeniul utilajului chimic** 228

DOCUMENTARE 231

RECENZII 237

CRONICĂ 242

REVISTA REVISTELOR 246

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România
şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621.827.5.001.24

Tache., V., Bădescu, Gh. şi *Brăgaru, A.* : **Metode practice pentru determinarea parametrilor la excentricii circulari.**

Se prezintă o metodică de determinare rapidă a parametrilor constructivi şi funcţionali pentru diferiţi excentrici circulari.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 185–194

CZ 621.43.016.4

Stambuleanu, A. şi *Hirao, O.* : **Incălzirea amestecului carburant în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi ai cilindrului motorului cu benzină.**

Se elaborează o metodă pentru calculul cantităţii de căldură primită în timpul admisiunii, de amestecul proaspăt, de la peretele cilindrului motorului cu aprindere prin scînteie.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 195–204

CZ 665.5.026 :621.643.4

Pavel, A. : **Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică.** (II)

Se prezintă metodele empirice şi analitice pentru calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinărilor mandrinate.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 205–213

CZ 621.791.75

Vas, Al. şi *Lipovan, L.* : **Consideraţii asupra unor fenomene la amorsarea jetului de plasmă.**

Se evidenţiază rezultatele experimentale obţinute în legătură cu ameliorarea condiţiilor de amorsare a jetului de plasmă.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 214–219

CZ 621.791.756

Hrelescu, M., Bär, F., şi *Sălăgean, T.* : **Mărirea rezistenţei mecanice la granulele fluxurilor ceramice.**

Se studiază metodele uzuale de mărire a rezistenţei mecanice a granulelor fluxurilor ceramice, evidenţiindu-se o nouă metodă cu rezultate satisfăcătoare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 219–222

CZ 621.43–728 :621.833.6

Truică, N. : **Referitor la angrenajele interioare cu** *z* **şi** *z*-**1 dinţi.**

Se prezintă calculul geometric şi cinematic pentru prelucrarea prin mortezare a danturilor interioare cu *z* şi *z*-1 dinţi.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 222–224

CZ 621.224.35

Negrea, B. : **Centrarea capului de distribuţie de la turbinele hidraulice verticale de tip Kaplan.**

Se evidenţiază o metodă rapidă şi sigură pentru centrarea capului de distribuţie de la turbinele Kaplan.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 225–228

CZ 669. 295.7 : 66.02

Iordache, Gh. : **Utilizări ale titanului în tehnica actuală în domeniul utilajului chimic.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 228–229

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice—Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti, c. 3140.
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 621.827.5.001.24

Таке, В., *Бэдеску, Г.* и *Брэгару, А.*: **Практические методы определения параметров круглых эксцентриков.**

Описан метод быстрого определения конструктивных и функциональных параметров различных круглых эксцентриков.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 185–194

ДК 621.43.016.4

Стамбуляну, А. и *Хирао, О.*: **Нагрев горючей смеси в момент впуска от горячих внутренних стенок цилиндра бензинового двигателя.**

Разработан метод расчета количества тепла, получаемого во время впуска свежей смесью от стенки цилиндра двигателя с искровым зажиганием.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 195–204

ДК 665.5.026 :621.643.4

Павел, А.: **О расчете прочности и герметичности соединения осуществленного развальцовкой между трубами и пластинами трубчатой аппаратуры, применяемой в нефтеперерабатывающей, химической и нефтехимической промышленности.**

Описаны эмпирические и аналитические методы расчета прочности и герметичности развальцованных соединений.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 205–213

ДК 621.791.75

Вас, А. и *Липован, Л.*: **В связи с явлениями возбуждения плазмовой струи.**

Освещаются экспериментальные результаты, полученные при работах по улучшению условий возбуждения плазмовой струи.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 214–219

ДК 621.791.756

Хрелеску, М., *Бер, Ф.* и *Сэлэжан, Т.*: **Повышение механической прочности гранул в керамических потоках.**

Рассматриваются обычно примнеяемые методы повышения механической прочности гранул в керамических потоках, причем описывается новый метод, давший положительные результаты.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 219–222

ДК 621.43–728 :621.833.6

Труйка, Н.: **О внутренних сцеплениях с z и $z-1$ зубьями.**

Показан геометрический и кинематический расчет обрабзотки долблением внутренних зубчатых колес с z и $z-1$ зубьями.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 222–224

ДК 621.224.35

Негря, Б.: **Центровка распределительной головки вертикальных гидравлических турбин Каплана.**

Описан скоростной и точный метод центровки распределительной головки на турбинах Каплана.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 225–228

ДК 669.5.026 :66.02

Иордаке, Г.; **Применение титана в современной технике в области химического оборудования.**

Construcţia de maşini 18 (1966), № 4, стр. 228–229

DC 621.827.5.001.24

Tache, V., *Bădescu, Gh.* and *Brăgaru, A.* : **Practical methods of determining the parameters of circular eccentries.**

A rapid method of determining the constructive and functional parameters for different circular eccentrics is presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 185–194

DC 621.43.016.4

Stambuleanu, A. and *Hirao, O.* : **The heating of the carburant mixture from the warm inner walls of the petrol engine cylinders during admission.**

A method of calculating the heat quantity received by the fresh mixture from the cylinder walls of the spark-ignition engines during admission has been worked out.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 195–204

DC 665.5.026 :621.643.4

Pavel, A. : **Concerning the resistance and tightness calculus of expanded joints between the pipes and plates of the tubular apparatus used in the oil refining, chemical and petrochemical industries.**

Some empirical and analytical methods used for the resistance and tightness calculus of expanded joints are presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 205–213

DC 621.791.75

Vas, Al. and *Lipovan, L.* : **Considerations concerning some plasma jet kicking phenomena.**

The experimental results obtained in improving the plasma jet kicking conditions are pointed out.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 214–219

DC 621.791.756

Hrelescu, M., *Bär, F.* and *Sălăgean, T.* : **Increasing the mechanical resistance in the ceramic flux granules.**

The usual methods of increasing the mechanical resistance of ceramic flux granules are studied and a new method whose results are considered satisfactory is suggested.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p.. 219–222

DC 621.43–728 :621.833.6

Truică, N. : **Concerning the internal gearings with z and $z-1$ teeth.**

The geometrical and kinematic calculus connected with the mortising of internal gearings with z and $z-1$ teeth are presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 222–224

DC 621.224.35

Negrea, B. : **Adjusting the distribution heads from the vertical Kaplan-type hydraulic turbines.**

A rapid and reliable method for adjusting the distribution heads from the Kaplan turbines is described.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 4, p. 225–228

DC 669.295.7 :66.02

Iordache, Gh. : **Some uses of titanium in the field of chemical equipment as related to modern techniques.**

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 228–229

CD 621.827.5.001.24

Tache, V., *Bădescu, Gh.* et *Brăgaru, A.* : **Méthodes pratiques pour déterminer les paramètres des excentriques circulaires.**

On présente une méthode pour déterminer rapidement les paramètres constructifs et fonctionnels des différents excentriques circulaires.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 185–194

CD 621.43.016.4

Stambuleanu, A. et *Hirao, O.* : **Le réchauffement du mélange combustible pendant l'admission, provoqué par les parois intérieures chaudes du cylindre du moteur à essence.**

On met au point une méthode pour calculer la quantité de chaleur reçue pendant l'admission par le mélange frais, chaleur provenant des parois du cylindre du moteur à allumage par étincelle.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 195–204

CD 665 5.026 :621.643.4

Pavel, A. : **Sur le calcul de la résistance et de l'étanchéité de l'assemblage par mandrinage réalisé entre les tuyaux et les plaques de l'appareillage tubulaire utilisé dans l'industrie pétrolière, chimique et pétrochimique.**

On présente les méthodes empiriques et analytiques pour le calcul de la résistance et de l'étanchéité des assemblages par mandrinage.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 205–213

CD 621.791.75

Vas, Al. et *Lipovan, L.* : **Considérations sur certains phénomènes qui ont lieu à l'amorçage du jet de plasma.**

On donne les résultats expérimentaux des recherches concernant l'amélioration des conditions d'amorçage du jet de plasma.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 214–219

CD 621.791.756

Hrelescu, M., *Bär, F.* et *Sălăgean, T.* : **L'augmentation de la résistance mécanique des granules des flux céramiques.**

Les auteurs étudient les méthodes usuelles d'augmentation de la résistance mécanique des granules des flux céramiques et établissent une nouvelle méthode qui donne des résultats satisfaisants.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 219–222

CD 621.43–728 :621.833.6

Truică, N. : **Engrenages intérieurs à z et $z - 1$ dents.**

On expose le calcul géométrique et cinématique pour l'usinage par mortaisage des dentures intérieures à z et $z - 1$ dents.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 222–224

CD 621.224.35

Negrea, B. : **Le centrage de la tête de distribution des turbines hydrauliques verticales Kaplan.**

On propose une méthode rapide et sûre pour centrer la tête de distribution des turbines Kaplan.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 225–228

CD 669.295.7 :66.02

Iordache, Gh. : **Utilisations du titane, selon la technique actuelle, dans le domaine de l'outillage chimique.**

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 4, p. 228–229

Abonaţi-vă
la
revistele:
CONSTRUCTIA
DE MAŞINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA
ŞI
ELECTRONICA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1966

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, APRILIE 1966, Nr. 4

CZ 621.827.5.001.24

Metode practice pentru determinarea parametrilor la excentricii circulari

VOICU TACHE, GHEORGHE BĂDESCU și AUREL BRĂGARU

Mecanismele cu excentrici circulari sau curbilinii sînt folosite frecvent în construcția dispozitivelor pentru fixarea pieselor în vederea prelucrării sau, în general, în construcția de mașini, ca mecanisme rapide de blocare.

mecanismele de strîngere sau de blocare cu excentric sînt comparabile cu cele cu acțiune mecanică (pneumatice sau hidraulice), cu observația că ultimele sînt mai complexe și mult mai scumpe decît cele cu excentric.

Mecanismul de strîngere sau de blocare cu excentric circular (figura 1, *a*) este de construcție foarte simplă ; se poate considera că este constituit dintr-o pană cu o singură față înclinată, înfășurată pe un cerc de bază.

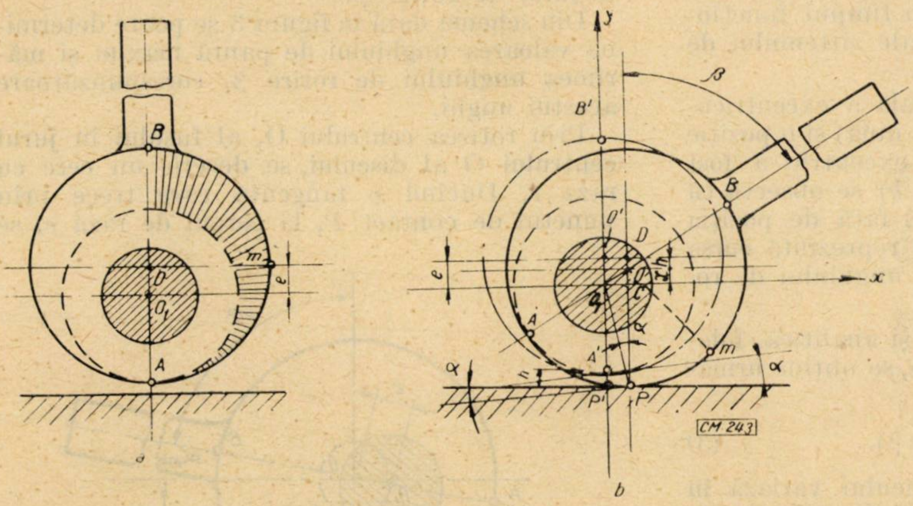


Fig. 1

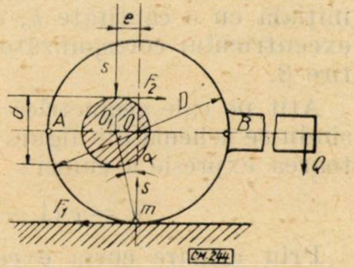


Fig. 2

Avînd în vedere simplitatea constructivă, ușurința în execuție și exploatare a excentricilor circulari, în cele ce urmează se prezintă metode practice cu ajutorul cărora proiectanții să poată realiza comod și rapid diferite tipuri de mecanisme de strîngere sau de blocare, construite cu excentrici circulari.

Elementele sau mecanismele de strîngere cu excentrici fac parte din categoria mecanismelor de strîngere simple sau combinate — rapide, manevrate manual.

Dacă pentru strîngerea unei piese cu ajutorul elementelor și mecanismelor de strîngere cu șurub se consumă între 3 și 17 s, folosind mecanisme de strîngere cu excentric sînt necesare numai 0,6 pînă la 1,8 s, ceea ce reprezintă o reducere a timpului de strîngere de 5—10 ori. Privite din acest punct de vedere,

Întrucît excentricii circulari au unghiul de pantă variabil în lungul profilului de lucru, este necesar să se respecte condiția de autofrînare a mecanismului, în orice punct al profilului.

Condiția de autofrînare este dată de relația :

$$\alpha \leqslant \varphi_1 + \varphi_2 , \qquad (1)$$

în care :

α este unghiul de pantă al excentricului sub care se produce autofrînarea, în grade ;

φ_1 — unghiul de frecare dintre excentric și piesă sau dintre excentric și mecanismul de strîngere sau blocare, în grade ;

φ_2 — unghiul de frecare dintre excentric și fus sau dintre fusul excentricului și lagăre, în grade.

Folosind schema din figura 2, și ținînd seama că excentricul se găsește în echilibru sub acțiunea forţelor de frecare F_1, F_2 şi a celor normale S şi după îndepărtarea forţei aplicată la manivelă Q, se determină raportul dintre parametrii constructivi : diametrul discului D şi excentricitatea e, rezultat din respectarea condiţiei de autofrînare (1).

Raportul poartă denumirea de ,,caracteristica excentricului'' şi poate căpăta valorile :

$$14 \leqslant \frac{D}{e} \leqslant 20. \qquad (2)$$

Aceste rapoarte corespund unghiurilor totale de frecare $\varphi = 5°43' - 8°32'$.

Cunoscînd relaţia dintre parametrii constructivi se poate urmări în continuare dependenţa dintre aceştia şi principalii parametri funcţionali: unghiul de pantă, cursa excentricului, raza de rotire şi forţa dezvoltată de excentric.

1. *Cursa h a excentricului.* Excentricii circulari trebuie să realizeze o cursă suficientă care să permită introducerea şi scoaterea comodă a piesei din dispozitiv, să compenseze jocurile din lagăre, uzura rezultată în timpul funcţionării şi deformaţiile elastice ale sistemului de strîngere sau de blocare.

Considerînd ca poziţie iniţială a excentricului aceea din figura 1, *a* (cursa nulă) şi o poziţie intermediară în care discul excentric a fost rotit cu un unghi β (figura 1, *b*) se observă că centrul O al discului coboară faţă de poziţia iniţială cu o cantitate h, care reprezintă cursa excentricului corespunzătoare unghiului de rotire β.

Atît pe cale geometrică cît şi analitică, folosindu-se schema din figura 1, *b*, se obţine următoarea expresie a cursei :

$$h = e\,(1 - \cos\beta). \qquad (3)$$

Prin urmare cursa excentricului variază în funcţie de excentricitatea e şi de unghiul de rotire β.

În tabela 1 sînt calculate valorile cursei în funcţie de excentricitate pentru variaţii ale unghiului β cuprinse între 0 şi π.

În consecinţă, pentru porţiunile de profil cuprinse între punctele A şi B, adică pentru unghiurile de rotire $\beta = 0 - \pi$ (fig. 1), cursa excentricului h capătă valori cuprinse între 0 şi 2 e.

2. *Unghiul de pantă α al excentricului.* Variaţia unghiului de pantă în lungul profilului de lucru constituie o particularitate a excentricilor circulari şi are ca efect modificări substanţiale ale funcţionării mecanismelor de strîngere sau de blocare. Din această cauză se impune determinarea limitelor în care modificările unghiului de pantă nu stînjenesc funcţionarea liniştită, lipsită de şocuri şi înţepeniri ale acestor mecanisme.

Folosind schema din figura 1, *b* se poate determina tangenta unghiului de pantă, a cărei expresie este :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{e \sin\beta}{R - e\cos\beta}. \qquad (4)$$

Întrucît parametrii constructivi şi funcţionali sînt corelaţi reciproc, este mai uşor de analizat variaţia unghiului de pantă dacă în expresia (4) se pune în evidenţă raportul dintre parametrii constructivi, adică :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{e\sin\beta}{e\left(\frac{R}{e} - \cos\beta\right)} = \frac{\sin\beta}{\frac{R}{e} - \cos\beta}. \qquad (5)$$

Din relaţia (5) rezultă că unghiul de pantă variază în funcţie de unghiul de rotire β şi de raportul dintre parametrii constructivi. Prin urmare, indiferent de valorile separate ale diametrului discului excentric D şi ale excentricităţii e, pentru acelaşi raport (aceeaşi caracteristică), unghiul de pantă depinde numai de unghiul de rotire β.

Din schema dată în figura 3 se poate determina valoarea unghiului de pantă maxim şi mărimea unghiului de rotire β, corespunzătoare acestui unghi.

Prin rotirea centrului O_1 al fusului în jurul centrului O al discului, se descrie un cerc cu raza e. Ducînd o tangentă care trece prin punctul de contact P, la cercul de rază e, se obţine triunghiul dreptunghic PO_1O, în care unghiul format de tangentă şi dreapta $\overline{PO}$ reprezintă unghiul de pantă maxim.

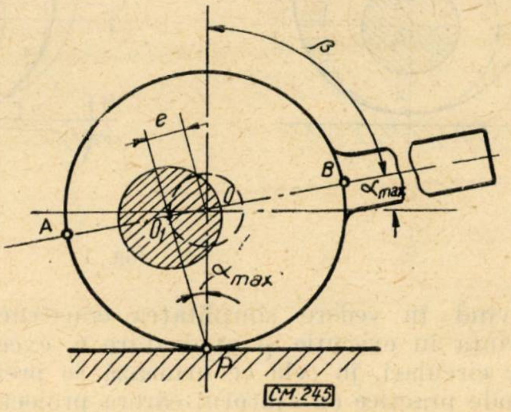


Fig. 3

Din triunghiul PO_1O rezultă :

$$\sin\alpha_{max} = \frac{e}{R} \qquad (6)$$

şi

$$\cos\beta = \frac{e}{R}. \qquad (7)$$

Tabela 1

β°	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
h, mm	0	0,003 e	0,015 e	0,034 e	0,060 e	0,093 e	0,133 e	0,180 e	0,233 e	0,290 e	0,357 e	0,426 e	0,5 e	0,577 e	0,657 e	0,741 e	0,826 e	0,912 e	e
β°	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180	
h, mm	1,087 e	1,173 e	1,258 e	1,342 e	1,422 e	1,5 e	1,571 e	1,642 e	1,707 e	1,766 e	1,819 e	1,866 e	1,906 e	1,939 e	1,965 e	1,984 e	1,996 e	2 e	

Tabela 2

$\frac{D}{e}$ \ β°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
20	0	0,0168 e	0,0660 e	0,1470 e	0,2560 e	0,390 e	0,540 e	0,706 e	0,875 e	1,050 e	1,220 e	1,380 e	1,535 e	1,671 e	1,760 e	1,876 e	1,944 e	1,982 e	2 e
18	0	0,0170 e	0,0675 e	0,1490 e	0,258 e	0,392 e	0,544 e	0,708 e	0,880 e	1,055 e	1,226 e	1,389 e	1,539 e	1,673 e	1,767 e	1,878 e	1,945 e	1,986 e	2 e
16	0	0,0173 e	0,069 e	0,151 e	0,266 e	0,396 e	0,550 e	0,715 e	0,890 e	1,065 e	1,230 e	1,390 e	1,540 e	1,675 e	1,770 e	1,880 e	1,950 e	1,990 e	2 e
14	0	0,0184 e	0,078 e	0,164 e	0,270 e	0,402 e	0,553 e	0,723 e	0,899 e	1,070 e	1,240 e	1,410 e	1,557 e	1,680 e	1,775 e	1,882 e	1,952 e	1,991 e	2 e

În consecinţă, unghiul de pantă maxim are loc pentru un unghi de rotire $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha_{max}$ şi nu pentru $\beta = \frac{\pi}{2}$, aşa cum se afirmă într-o serie de lucrări de specialitate.

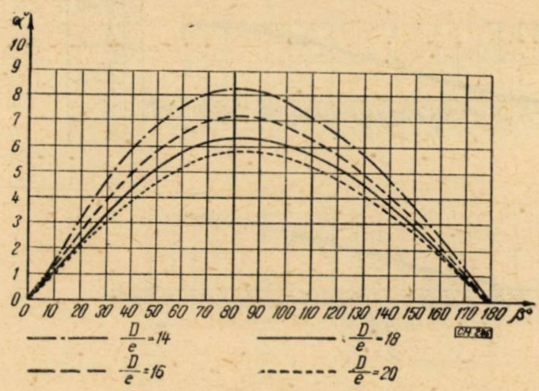


Fig. 4

În figura 4 sînt date curbele de variaţie a unghiului de pantă pentru rapoartele : $\frac{D}{e} = 14$; $\frac{D}{e} = 16$; $\frac{D}{e} = 18$ şi $\frac{D}{e} = 20$, calculate cu relaţia (5), care confirmă construcţia geometrică dată în figura 3.

3. *Raza de rotire ρ a excentricului.* Raza de rotire reprezintă un alt parametru funcţional al excentricilor circulari, a cărui mărime şi variaţie depinde de raportul parametrilor constructivi şi de unghiul de rotire β, [1], [2].

Din schema dată în figura 1, *b*, se poate calcula analitic raza ρ, ca distanţa dintre punctele *O* şi *P*, obţinîndu-se expresia :

$$\rho = \overline{O_1P} = \sqrt{R^2 - 2Re\cos\beta + e^2}\,; \tag{8}$$

relaţia (8) poate fi însă scrisă şi sub forma :

$$\rho = e\sqrt{\left(\frac{R}{e}\right)^2 - 2\frac{R}{e}\cos\beta + 1}\,, \tag{9}$$

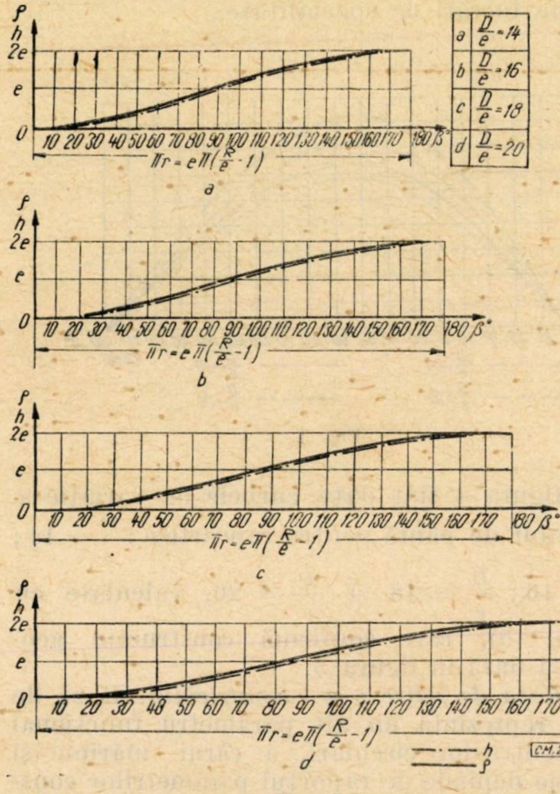
care uşurează calculele referitoare la variaţia razei de rotire în funcţie de diferite caracteristici ale excentricilor circulari.

Studiul variaţiei razei de rotire este important, deoarece curba de variaţie a razei ρ corespunde cu desfăşurata penei cuprinsă între punctele *A* şi *B* (fig. 1). De asemenea, raza de rotire intervine şi în relaţia de calcul al forţei de strîngere.

În tabela 2 sînt calculate valorile care reprezintă diferenţa dintre raza de rotire şi raza cercului de bază a excentricului pentru caracteristicile : $\frac{D}{e} = 14$; $\frac{D}{e} = 16$; $\frac{D}{e} = 18$ şi $\frac{D}{e} = 20$.

În funcţie de valorile cuprinse în tabela 2 au fost trasate curbele de variaţie a razei de rotire din figura 5.

Tot pe diagramele din figura 5 a fost trasată cu linie punct și variația cursei h a excentricului, punîndu-se astfel în evidență diferența dintre variația razei ρ și a cursei h, care infirmă



F.g. 5

părerea conform căreia variația cursei h corespunde cu desfășurata penei cuprinsă între punctele A și B (fig. 1).

4. *Forța de strîngere dezvoltată de excentricii circulari.* Forța de strîngere S poate fi calculată

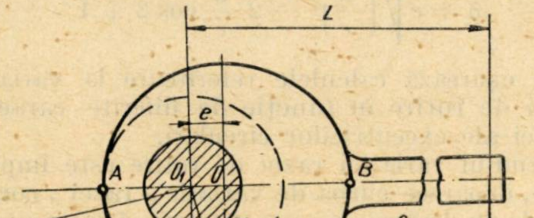


Fig. 6

cu suficientă precizie, dacă se consideră că excentricul circular lucrează ca o pană cu o singură față înclinată, cu frecare pe ambele suprafețe (fig. 6).

Relația pentru calculul forței de strîngere recomandată în majoritatea lucrărilor de specialitate este :

$$S = \frac{QL}{\rho\,[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2]}, \tag{10}$$

în care :

Q, este forța aplicată la manivelă, care poate fi luată între 5 și 15 kgf ;

L — lungimea manivelei. Pentru calcul se consideră lungimi normale ale manivelei : $L = (4 - 5)\ R = KR$, unde R — raza discului excentric, în mm.

Dacă în relația (10) se înlocuiesc L și ρ cu expresiile date anterior, se obține :

$$S = \frac{R}{e} \cdot \frac{KQ}{\sqrt{\left(\frac{R}{e}\right)^2 - 2\frac{R}{e}\cos\beta + 1}\ [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2]}. \tag{11}$$

Dintr-o analiză sumară, se poate observa că forța de strîngere dezvoltată de excentrici variază în funcție de raportul parametrilor constructivi și de unghiul de rotire β.

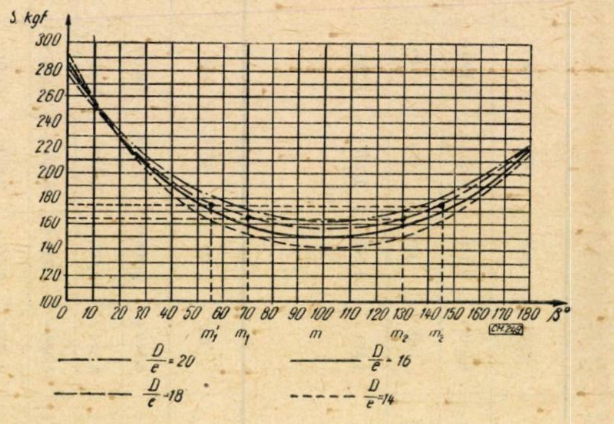


Fig. 7

De asemenea, rezultă că pentru aceeași caracteristică, indiferent de valorile luate separat pentru diametrul D și excentricitatea e, excentricii circulari dezvoltă aceeași forță de strîngere S.

În figura 7 sînt trasate curbele de variație a forței de strîngere pentru excentricii cu caracteristicile :

$$\frac{D}{e} = 14\,;\quad \frac{D}{e} = 16\,;\quad \frac{D}{e} = 18\,;\ \text{și}\quad \frac{D}{e} = 20.$$

La trasarea curbelor s-au considerat unghiurile de frecare $\varphi_1 = \varphi_2 = 5°40'$, constanta $K = 5$, iar forța aplicată la manivelă, $Q = 10$ kgf.

5. *Profilul de lucru al excentricilor circulari.* Ținînd seama că excentricul lucrează ca o pană al cărui unghi de pantă este variabil, rezultă că forța de strîngere va fi variabilă pe

arcul de cerc $\overset{\frown}{AB}$, fiind cu atît mai mare cu cît unghiul de pantă este mai mic şi invers.

Avînd în vedere că la unghiuri de pantă foarte mici se produce înţepenirea mecanismului, rezultă că porţiunea de profil din apropierea punctelor A şi B trebuie să fie evitată.

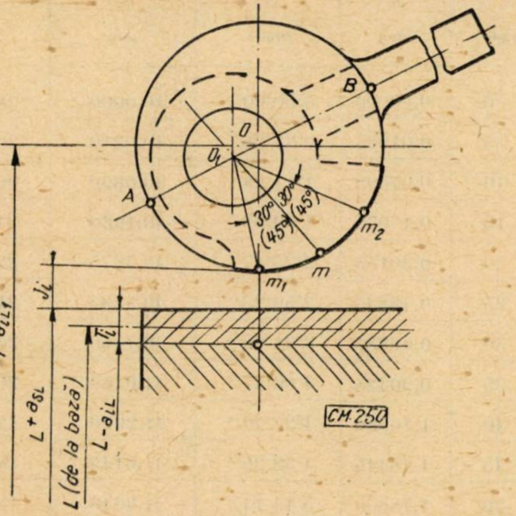


Fig. 8

Delimitarea profilului de lucru propusă în literatura de specialitate poate fi urmărită pe figura 8.

Acest profil este situat simetric faţă de punctul m $\left(\beta = \frac{\pi}{2}\right)$, considerîndu-se că în punctul m unghiul de pantă este maxim. Acest punct de vedere trebuie reconsiderat, deoarece unghiul de pantă maxim are loc pentru $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha_{max}$.

De asemenea, profilul de lucru trebuie ales şi în funcţie de variaţia celorlalţi parametri funcţionali ai excentricilor şi nu numai în funcţie de variaţia unghiului de pantă.

În mod obişnuit se recomandă ca profilul de lucru să fie limitat la arce de cerc cuprinse între ± 30° sau ± 45°, dispuse simetric în raport cu punctul m.

Cursa dezvoltată de excentrici, corespunzătoare acestor profile de lucru (fig. 8), trebuie să ţină seamă de variaţiile dimensionale ale tuturor elementelor care compun lanţul de dimensiuni ale mecanismului, de jocul iniţial minim garantat, de uzură şi de deformaţiile elastice ale sistemului.

Avînd în vedere cele expuse, cursa excentricului va fi :

$$h \geqslant j_i + f + \Sigma T_i, \qquad (12)$$

în care :

j_i este jocul iniţial dintre mecanism şi piesă, în mm ;
f — deformaţia totală a sistemului, în mm ;
ΣT_i — suma algebrică a toleranţelor elementelor lanţului de dimensiuni, în mm.

Considerînd deformaţiile elastice ale sistemului şi jocul iniţial ca o constantă a mecanismului, relaţia (12) se poate scrie ;

$$h \geqslant k + \Sigma T_i, \qquad (13)$$

în care $k = j_i + f$.

Pe baza studierii corelate a graficelor de variaţie a diferiţilor parametri funcţionali, se propune plasarea cît mai raţională a profilului de lucru, în scopul realizării unei funcţionări liniştite, lipsită de şocuri, a mecanismelor de strîngere cu excentrici circulari.

În literatura de specialitate se trage concluzia că variaţia forţei de strîngere depinde numai de variaţia unghiului de pantă, concluzie infirmată prin studiul corelat al variaţiei unghiului de pantă, a razei de rotire şi a forţei de strîngere. Unghiul de pantă maxim — aşa cum s-a demonstrat — nu are loc pentru unghiul de rotire $\beta = \frac{\pi}{2}$, ci pentru $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha_{max}$. De asemenea, din graficele de variaţie a forţei de strîngere, date în figura 7, reiese clar că forţa minimă de strîngere (datorită influenţei şi a altor parametri funcţionali), nu corespunde poziţiei unghiului de pantă maxim, ci unghiului de rotire $\beta = 100°$.

În consecinţă, este raţional ca profilul de lucru să fie plasat simetric faţă de unghiul de rotire $\beta = 100°$, avînd ca lungime un arc de cerc cuprins între 60° şi 90°. În acest caz, profilul de lucru va fi cuprins între : $\beta = 100° \pm 30°$ sau $\beta = 100° \pm 45°$.

Excentricii cu profilul de lucru astfel construit realizează autoblocarea în orice punct al profilului de lucru, iar variaţiile unghiului de pantă şi ale forţei de strîngere sînt relativ mici, astfel încît practic pot fi considerate constante.

În acelaşi timp, o asemenea construcţie conduce la o funcţionare liniştită fără şocuri, iar cursa de lucru este mai mare decît la excentricii construiţi cu profil de lucru situat simetric în raport cu $\beta = \frac{\pi}{2}$.

Graficele de variaţie a unghiului de pantă şi a forţei de strîngere (figurile 4 şi 7) sînt trasate pe baza datelor din tabelele : 3, 4, 5, şi 6.

Date utile proiectării excentricilor circulari

Din studiul corelat al variaţiei parametrilor funcţionali şi constructivi a reieşit că forţa de strîngere pentru un anumit unghi de rotire β şi pentru o anumită caracteristică a excentricului este aceeaşi, indiferent de diametrul discului şi de excentricitate.

Practic, la proiectarea unui dispozitiv cu excentric circular se impune cursa excentricului şi forţa de strîngere.

În scopul determinării comode şi rapide a parametrilor constructivi (D şi e), a forţei de

Tabela 3

Unghiul de rotire a excentricului β, grade	Caracteristica excentricului $\frac{D}{e} = 20$; excentricitate $e = 4{,}5$ mm			
	cursa excentricului h, mm	unghiul de pantă a excentricului α, grade	raza de rotire a excentricului ρ, mm	forţa de stringere dezvoltată S, kgf
0	0,00000	0°00′00″	40,50000	277,775
5	0,01714	0°33′18″	40,51890	264,665
10	0,06835	1°06′12″	40,57560	252,635
15	0,15331	1°38′28″	40,66965	241,570
20	0,27139	2°09′42″	40,80015	231,449
25	0,42160	2°39′39″	40,96575	221,585
30	0,60286	3°08′02″	41,16320	213,650
35	0,81382	3°35′59″	41,39415	205,921
40	1,05282	3°58′55″	41,65335	199,484
45	1,32250	4°21′04″	41,93865	193,372
50	1,60744	4°40′48″	42,25365	187,921
55	1,91889	4°57′58″	42,57855	183,143
60	2,25000	5°12′32″	42,92685	178,930
65	2,59821	5°24′22″	43,29045	175,301
70	2,96091	5°33′26″	43,67575	172,160
75	3,33531	5°35′15″	44,05005	170,381
80	3,71857	5°43′23″	44,43975	167,517
85	4,10778	5°44′18″	44,83215	165,887
90	4,50000	5°42′38″	45,22275	164,736
95	4,89222	5°31′35″	45,59040	164,108
100	5,28142	5°24′43″	45,99540	163,756
105	5,66469	5°22′43″	46,36245	163,955
110	6,03909	5°11′29″	46,71390	165,314
115	6,40179	4°58′10″	47,02950	165,775
120	6,75000	4°42′53″	47,44102	167,060
125	7,08111	4°25′47″	47,72340	169,080
130	7,39255	4°07′01″	48,01635	171,510
135	7,68199	4°46′42″	48,28680	174,425
140	7,94718	4°25′00″	48,53340	177,785
145	8,18617	3°02′08″	48,75525	181,800
150	8,39713	2°38′02″	48,94875	186,300
155	8,57839	2°13′09″	49,11480	191,400
160	8,72860	1°46′26″	49,25250	197,150
165	8,84668	1°21′06″	49,36140	203,800
170	8,93164	0°59′19″	49,43745	210,700
175	8,98285	0°27′14″	49,48425	218,550
180	9,00000	0°00′00″	49,50000	227,272

Tabela 4

Unghiul de rotire a excentricului β, grade	Caracteristica excentricului $\frac{D}{e} = 18$; excentricitate $e = 5$ mm			
	cursa excentricului h, mm	unghiul de pantă al excentricului α, grade	raza de rotire a excentricului ρ, mm	forţa de stringere dezvoltată S, kgf
0	0,00000	0°00′00″	40,0000	281,250
5	0,01905	0°37′25″	40,0210	266,435
10	0,07595	1°14′28″	40,0850	263,177
15	0,17035	1°50′39″	40,1930	240,830
20	0,30155	2°25′47″	40,3375	229,505
25	0,46845	2°59′23″	40,5235	219,451
30	0,66985	3°31′03″	40,7450	209,976
35	0,90425	4°00′37″	41,0460	202,041
40	1,16980	4°27′49″	41,2920	194,979
45	1,46445	4°52′25″	41,6145	188,482
50	1,78605	5°14′14″	41,9640	181,663
55	2,13210	5°33′08″	42,3305	177,685
60	2,50000	5°49′02″	42,7220	173,300
65	2,88690	6°01′53″	43,1255	169,192
70	3,28990	6°11′39″	43,5410	166,256
75	3,70590	6°18′29″	43,9715	163,505
80	4,13175	6°21′59″	44,4035	161,394
85	4,56420	6°22′39″	44,7855	159,907
90	5,00000	6°20′04″	45,2765	158,924
95	5,43580	6°15′21″	45,7080	157,502
100	5,86825	6°07′38″	46,1315	157,537
105	6,29410	5°57′20″	46,5445	157,676
110	6,71010	5°44′36″	46,9455	158,373
115	7,11310	5°29′38″	47,3305	159,476
120	7,50000	5°12′31″	47,6965	161,420
125	7,86790	4°53′25″	48,0425	163,095
130	8,21395	4°32′31″	48,3655	166,129
135	8,53535	4°09′58″	48,6640	168,676
140	8,83020	3°45′56″	48,9355	173,570
145	9,09575	3°20′34″	49,1790	176,410
150	9,33015	2°54′04″	49,3945	179,711
155	9,53155	2°26′33″	49,5835	186,835
160	9,69845	1°58′15″	49,7275	192,646
165	9,82965	1°29′14″	49,8460	199,466
170	9,92405	0°59′47″	49,9315	207,097
175	9,98095	0°30′02″	49,9825	215,556
180	10,00000	0°00′00″	50,0000	225,000

Tabela 5

Unghiul de rotire al excentricului β, grade	Caracteristica excentricului $\frac{D}{e} = 16$; excentricitate $e = 5{,}5$ mm			
	cursa excentricului h, mm	unghiul de pantă al excentricului α, grade	raza de rotire a excentricului ρ, mm	forţa de strîngere dezvoltată S, kgf
0	0,00000	0°00′00″	38,50000	285,714
5	0,02096	0°42′46″	38,52360	268,639
10	0,08355	1°25′04″	38,59515	253,276
15	0,18739	2°06′26″	38,71340	239,483
20	0,33171	2°46′27″	38,83825	227,346
25	0,51530	3°24′33″	39,08465	216,051
30	0,73684	4°00′32″	39,33270	206,181
35	0,99468	4°34′00″	39,65830	197,193
40	1,28678	5°04′40″	40,05650	189,033
45	1,61090	5°32′15″	40,29850	182,658
50	1,96466	5°56′39″	40,68295	176,571
55	2,34531	6°17′38″	41,07785	171,251
60	2,75000	6°35′11″	41,52390	166,617
65	3,17559	6°49′14″	41,96500	162,676
70	3,61889	6°59′43″	42,43470	159,292
75	4,07649	7°06′46″	42,73125	157,875
80	4,54493	7°10′19″	43,23420	155,524
85	5,02062	7°10′31″	43,86415	152,553
90	5,50000	7°07′30″	44,34870	151,310
95	5,97938	7°01′19″	44,81400	150,604
100	6,45508	6°52′09″	45,27985	149,776
105	6,92351	6°40′12″	45,73305	150,565
110	7,38441	6°25′37″	46,17085	151,233
115	7,82441	6°08′22″	46,59765	152,336
120	8,25000	5°49′02″	46,99200	154,023
125	8,65469	5°27′27″	47,38140	156,113
130	9,03535	5°03′54″	47,68995	158,901
135	9,38911	4°38′34″	48,04635	161,973
140	9,71322	4°11′37″	48,24820	166,047
145	10,00533	3°43′15″	48,57655	170,190
150	10,26317	3°13′43″	48,84055	174,397
155	10,48471	2°42′59″	49,03910	180,787
160	10,66830	2°11′27″	49,23435	187,131
165	10,81262	1°30′12″	49,33280	194,541
170	10,91646	1°06′25″	49,42520	202,736
175	10,97905	0°33′18″	49,47800	211,943
180	11,00000	0°00′00″	49,50000	222,222

Tabela 6

Unghiul de rotire al excentricului β, grade	Caracteristica excentricului $\frac{D}{e} = 14$; excentricitate $e = 6$ mm			
	cursa excentricului h, mm	unghiul de pantă al excentricului α, grade	raza de rotire a excentricului ρ, mm	forţa de strîngere dezvoltată S, kgf
0	0,00000	0°00′00″	36,0000	291,667
5	0,02286	0°49′54″	36,0254	271,531
10	0,09114	1°39′12″	36,1104	253,694
15	0,20442	2°27′22″	36,2376	237,986
20	0,36186	3°13′52″	36,4692	221,327
25	0,56214	3°57′59″	36,6498	211,797
30	0,80382	4°39′36″	36,9258	200,957
35	1,08510	5°18′06″	37,2444	190,736
40	1,40376	5°53′13″	37,6020	182,097
45	1,75734	6°24′40″	37,9944	175,587
50	2,14326	6°52′15″	38,4186	169,133
55	2,55852	7°15′50″	38,8680	163,525
60	3,00000	7°35′21″	39,3174	158,780
65	3,46428	7°50′58″	39,8370	154,506
70	3,94788	8°02′00″	40,3434	151,060
75	4,44708	8°04′15″	40,8600	148,852
80	4,95810	8°12′32″	41,3934	145,851
85	5,47704	8°12′01″	41,9034	144,148
90	6,00000	8°07′47″	42,4260	142,905
95	6,52296	8°00′04″	42,9396	142,173
100	7,04190	7°48′60″	43,4448	141,506
105	7,55292	7°34′47″	43,9362	142,160
110	8,05212	7°17′36″	44,4114	142,879
115	8,53572	6°57′40″	44,8596	144,080
120	9,00000	6°35′11″	45,3000	145,787
125	9,44148	6°10′22″	45,7062	148,006
130	9,85674	5°43′24″	46,0866	150,757
135	10,24266	5°14′31″	46,4286	153,411
140	10,59624	4°43′53″	46,6240	158,773
145	10,91490	4°11′43″	47,0406	162,550
150	11,19618	3°38′13″	47,2914	167,567
155	11,43786	3°03′35″	47,5050	173,853
160	11,63814	2°28′00″	47,6400	180,886
165	11,79558	1°51′39″	47,8206	188,539
170	11,90886	1°14′44″	47,9166	197,204
175	11,97714	0°37′28″	47,9772	207,423
180	12,00000	0°00′00″	48,0000	218,750

strîngere și a cursei corespunzătoare a fost trasată nomograma din figura 9.

În această nomogramă sînt reprezentate:

1. *Curba 1 de variație a expresiei log (1 — cos β).* Pornind de la relația (3) și logaritmînd-o se obține:

$$\log h = \log e + \log (1 - \cos \beta). \qquad (14)$$

Pe nomogramă curba *1* reprezintă variația expresiei log (1 — cos β), astfel încît, dacă se determină valoarea relației $\Delta = k + \Sigma T_i$, impusă de toleranțele elementelor care intră în lanțul de dimensiuni, de jocul minim inițial și de deformațiile elastice ale sistemului, se poate calcula ușor excentricitatea după cum urmează:

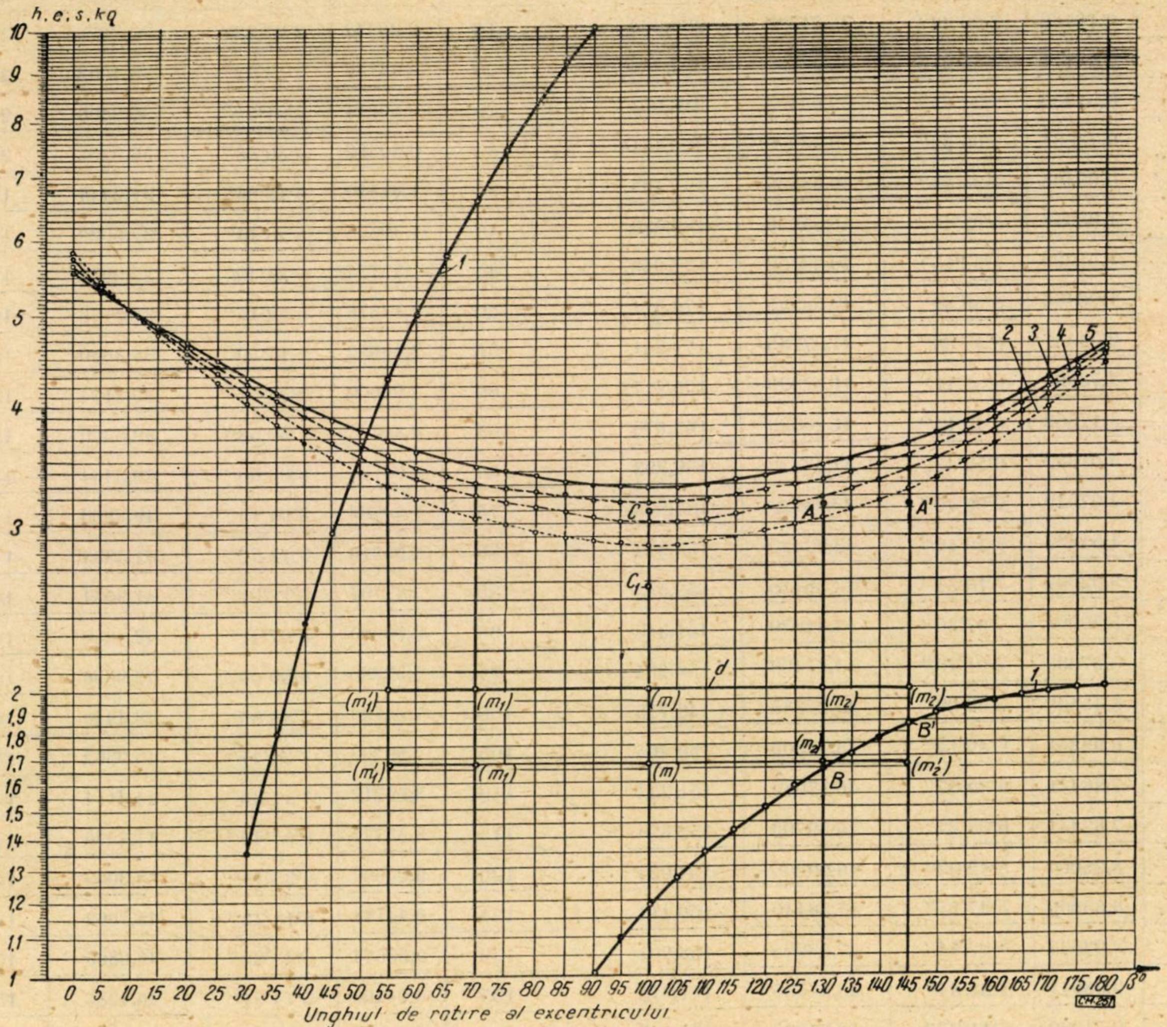


Fig. 9

Pornind din abscisa corespunzătoare punctelor $m + 30°$ sau $m + 45°$ și măsurînd pe verticală un segment egal cu valoarea calculată Δ, diferența dintre acest segment și segmentul cuprins între axa absciselor și curba 1 măsurat pe axa ordonatelor reprezintă valoarea excentricității corespunzătoare lui Δ, întrucît:

$$\log e = \log h - \log (1 - \cos \beta) \qquad (15)$$

în care: $h \geqslant k + \Sigma T_i$.

2. *Curbele 2; 3; 4 și 5 de variație ale expresiei log X.* Aceste curbe rezultă pornind de la relația (11), scrisă sub forma:

$$S = K Q \cdot \frac{R}{e} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{R}{e}\right)^2 - 2 \frac{R}{e} \cos \beta + 1} \; [\mathrm{tg}\,(\alpha + \varphi_1) + \mathrm{tg}\,\varphi_2]} \right\} \qquad (16)$$

sau

$$S = KQX,$$

în care: K poate căpăta valori cuprinse între 4 și 5;

Q se ia în limitele 10 — 15 kgf.

$$X = \frac{R}{e} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{R}{e}\right)^2 - 2 \frac{R}{e} \cos \beta + 1} \; [\mathrm{tg}\,(\alpha + \varphi_1) + \mathrm{tg}\,\varphi_2]} \right\};$$

Mărimile K și Q pot fi considerate constante pentru un excentric dat, iar X variază în funcție de caracteristica excentricului și de unghiul de rotire. În această situație se poate scrie :

$$\log S = \log KQ + \log X. \qquad (17)$$

În nomograma din figura 9 sînt trasate patru curbe (2 ; 3 ; 4 și 5), care reprezintă variațiile expresiei $\log X$, corespunzătoare caracteristicilor : $\frac{D}{e} = 14$; $\frac{D}{e} = 16$; $\frac{D}{e} = 18$ și $\frac{D}{e} = 20$.

Pornind de la relația (17), pe nomogramă a fost trasată o dreaptă paralelă cu abscisa, care reprezintă produsul dintre constanta K și forța aplicată la manivelă Q ($K \cdot Q = 5 \cdot 10 = 50$). Cunoscînd forța S, rezultată din schema de strîngere și știind că forța minimă de strîngere trebuie să fie mai mare decît forța impusă, se poate determina ușor caracteristica excentricului și anume :

Plecînd de la dreapta ce reprezintă produsul KQ, din punctul de pe abscisă corespunzător forței minime ($\beta = 100°$), cu un segment egal cu forța impusă (luat la scară) se alege caracteristica care corespunde primei curbe plasată peste acest segment.

Avînd excentricitatea (determinată la punctul 1) și caracteristica (determinată la punctul 2), se poate determina ușor diametrul discului excentric D.

Exemplu de calcul : Se cere proiectarea unui dispozitiv la care se impun următoarele condiții :

— cota piesei pe direcția de strîngere, $L = 180 - 1{,}000$ mm ;

— toleranța cotei dispozitivului de la bază pînă la axa fusului :

$$T_{L_1} = 0{,}035 \text{ mm} ;$$

— jocul inițial, $j_i = 2$ mm ;

— deformațiile posibile ale sistemului $f = 0{,}1$ mm ;

— forța de strîngere impusă, $S = 155$ kgf.

Alegînd constanta $K = 5$ și presupunînd forța aplicată, $Q = 10$ kgf, se determină :

a) *Cursa excentricului*. Ținînd seama de condițiile impuse și de faptul că $h \geqslant k + \Sigma T_i$ va rezulta :

$$\Delta = 2{,}000 + 1{,}000 + 0{,}035 + 0{,}100 = $$
$$= 3{,}135 \text{ mm}.$$

Ducînd această valoare din origine pe axa ordonatelor și transpunînd acest segment în dreptul lui m_2 ($\beta = 100° + 30°$) sau m_2' ($\beta = 100° + 45°$), se obțin punctele A, A' și B, B'.

Transpunînd segmentul $\overline{AB}$ din origine pe axa ordonatelor se determină excentricitatea e corespunzătoare. Astfel, la exemplul considerat, rezultă :

$$\overline{AB} = 1{,}91 \text{ mm} = e \approx 2 \text{ mm},$$

sau, transpunînd segmentul $\overline{A'B'}$ din origine pe axa ordonatelor, se obține :

$$\overline{A'B'} = 1{,}71 \text{ mm} = e' \approx 1{,}8 \text{ mm}.$$

Rotunjirile se fac în plus, pentru a acoperi și eventuala uzură ce apare în timpul funcționării mecanismului de strîngere.

b) *Forța de strîngere*. Făcînd produsul $KQ = 5 \cdot 10 = 50$ și trasînd o linie paralelă cu axa absciselor în dreptul ordonatei corespunzătoare acestui produs, se obține dreapta d.

Observație : În cazul în care suma segmentelor care reprezintă produsul $\log KQ$ și $\log X$ iese din nomogramă (cazul exemplului dat), segmentul $\log KQ$ la scara trasată pe ordonată, luat din origine, se măsoară pornind de la limita superioară a nomogramei.

Ducînd segmentul, care reprezintă valoarea forței impuse, din origine pe axa ordonatelor și transpunînd acest segment pornind de la dreapta d care reprezintă produsul KQ în dreptul punctului de abscisă m ($\beta = 100°$), se obține punctul C.

Curba de variație a $\log X$, care depășește punctul C, corespunde caracteristicii $\frac{D}{e} = 18$.

Cu excentricitatea $e = 2{,}000$ mm, sau $e' = 1{,}8$ mm și caracteristica $\frac{D}{e} = 18$, rezultă :

$$D = e \times 18 = 2{,}000 \times 18 = 36 \text{ mm},$$

sau

$$D' = e' \times 18 = 1{,}8 \times 18 = 32{,}500 \text{ mm}.$$

Restul dimensiunilor excentricului, inclusiv diametrul fusului, se aleg constructiv.

Se observă că pentru aceleași condiții au rezultat parametrii constructivi pentru doi excentrici circulari.

Primul excentric va dezvolta o cursă $h = 3{,}36$ mm, corespunzătoare profilului de lucru $\beta = 70° - 130°$, situat simetric față de punctul m ($\beta = 100°$), iar al doilea excentric dezvoltă o cursă aproximativ egală, dar pe un profil de lucru cuprins între $\beta_1 = 55°$ și $\beta_2 = 155°$.

Excentricitatea poate fi determinată și prin folosirea datelor din tabela 1. Astfel, dacă se raportează Δ la coeficientul K din tabelă, se obține valoarea excentricității.

În exemplul dat :

$$\Delta = 3{,}135 \text{ mm} ;$$

$$K_1 = 1{,}642, \text{ corespunzător punctului } m_2 \; (\beta = 130°) ;$$

$$K_1' = 1{,}819, \text{ corespunzător punctului } m_2' \; (\beta = 145°).$$

Raportînd valorile respective se obţine :

$$e = \frac{\Delta}{K_1} = \frac{3,135}{1,642} = 1,9 \approx 2 \text{ mm}$$

sau

$$e' = \frac{\Delta}{K'_1} = \frac{3,135}{1,819} = 1,72 \approx 1,8 \text{ mm}.$$

Se constată că se regăsesc valorile obţinute folosind nomograma din figura 9.

Pentru determinarea forţei de strîngere se iau segmentele ce pornesc de la dreapta d pînă la curba de variaţie a log X, corespunzătoare caracteristicii rezultate şi se transpun din origine pe ordonată, citindu-se valoarea forţei corespunzătoate profilului de lucru cuprins între punctele m_1 şi m_2 ($\beta = 100° \pm 30°$), sau profilului cuprins între punctele m'_1 şi m'_2 ($\beta = 100° \pm 45°$).

Forţa de strîngere dezvoltată de primul excentric pentru profilul considerat va fi cuprinsă între :

$S_1 = 166$ kgf, $- \beta_1 = 70°$, în punctul m_1 ;

$S = 157$ kgf, $- \beta = 100°$, în punctul m ;

$S_2 = 166$ kgf, $- \beta_2 = 130°$, în punctul m_2.

Al doilea excentric va dezvolta o forţă de strîngere cuprinsă între ;

$S'_1 = 177$ kgf, $- \beta_1 = 55°$, în punctul m'_1 ;

$S' = 157$ kgf, $- \beta = 100°$, în punctul m' ;

$S'_1 = 177$ kgf, $- \beta_2 = 145°$, în punctul m'_2.

Se observă că cei doi excentrici au o cursă de lucru aproximativ egală, cu toate că ultimul excentric are un profil de lucru mai mare.

Se constată de asemenea că variaţia forţei de strîngere pe lungimea profilului de lucru este relativ mică, în limitele a 9 kgf, la primul excentric şi a 20 kgf la al doilea excentric. Avînd în vedere că, în final, forţa de strîngere este ceva mai mare la ultimul excentric se recomandă alegerea acestuia.

Pentru determinarea forţei de strîngere (în cazul exemplului considerat : $Q = 10$ kgf şi $K = 5$), se pot folosi şi diagramele din figura 7 sau datele cuprinse în tabelele 3, 4, 5 şi 6.

Nomograma din figura 9 prezintă avantajul că are un domeniu de utilizare mai larg. Astfel, poate fi folosită în scopul ridicării rapide a curbei de variaţie a cursei excentricilor circulari, construiţi cu anumite excentricităţi, în felul următor :

— pornind din origine şi luînd pe ordonată un segemnt egal cu excentricitatea dată, segment transpus în punctele de pe curba *1* [log (1 — cos β)], într-un domeniu dat, se obţin segmente care măsurate pe ordonată dau valorile cu ajutorul cărora se poate trasa rapid curba de variaţie a cursei excentricului respectiv.

De asemenea, în situaţia în care se alege o altă constantă K şi o altă valoare pentru forţa aplicată Q, se poate determina uşor curba de variaţie a forţei de strîngere, după cum urmează :

— făcînd produsul dintre constanta aleasă şi forţa aplicată (se presupune : $K = 4$, $Q = 15$ kgf, deci $KQ = 60$), se măsoară din origine pe ordonată valoarea produsului şi se trasează în punctul astfel determinat o paralelă la abscisă (în cazul exemplului luat a rezultat dreapta d_1). Luînd în diferite puncte segmentele ce pornesc de la dreapta d_1 pînă la curba corespunzătoare caracteristicii date şi măsurînd aceste segmente pe ordonată, pornind din origine, se obţin valorile diferitelor puncte care reprezintă curba de variaţie a forţei.

În *concluzie*, materialul prezentat poate fi utilizat în practică, atît pentru determinarea rapidă şi comodă a parametrilor constructivi şi funcţionali, cît şi pentru determinarea curbelor de variaţie a cursei şi a forţei de strîngere, pentru diferiţi excentrici circulari.

[1] *Anserov, M. A.* Prisposoblenia dela metallorejuşcih stankov. Moscova, Maşghiz, 1962.

[2] *Korsakov, V. S.* Calculul şi proiectarea dispozitivelor în construcţia de maşini. Bucureşti, I.D.T., 1962.

[3] *Stănescu, I., Tache, V.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[4] *Tache, V., Bădescu, Gh., Brăgaru, A.* Corelaţia dintre parametrii constructivi şi cei funcţionali la excentricii circulari. Buletinul Institutului politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu-Dej'' — din Bucureşti, nr. 6, 1965.

[5] *Tache, V., Bădescu, Gh., Brăgaru, A.* Cu privire la determinarea parametrilor funcţionali ai excentricilor circulari. Lucrare susţinută în sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu-Dej'' din Bucureşti, mai 1965.

[6] *Wildförster*, E. Werkstückspanner im Maschinenbau. Halle (Salle), 1958.

[7] *Wilson, W. E., Holt, I. M.* Handbook of fixture design. New York-Toronto-Londra, 1962.

CZ 621.43.9.016.4

Incălzirea amestecului carburant în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi ai cilindrului motorului cu benzină

Dr. docent ADRIAN STAMBULEANU şi dr. ing. OSAMU HIRAO (Tokio)

1. Pentru a se trasa, de la începutul proiectării unui motor termic, diagrama indicată de funcţionare a motorului trebuie să se cunoască, pe lîngă presiunea amestecului carburant din cilindrul motorului, şi temperatura acestui amestec la sfîrşitul admisiunii, respectiv la începutul compresiunii.

Dacă această temperatură este luată numai prin apreciere sau prin comparaţie, determinarea temperaturilor agentului motor în lungul ciclului de transformare din cilindrul motorului, şi deci şi determinarea şi trasarea întregii diagrame indicate sînt eronate chiar de la început, cu toată precizia ulterioară a calculului.

Examinînd, la un motor cu benzină, factorii care influenţează mărimea temperaturii amestecului carburant de la sfîrşitul admisiunii, se constată că, în afară de temperatura aerului atmosferic, cele mai importante influenţe asupra temperaturii amestecului carburant de la sfîrşitul admisiunii sînt exercitate de :

— vaporizarea combustibilului ;

— amestecarea aerului şi combustibilului intrate în cilindru cu gazele de ardere reziduale ;

— încălzirea amestecului carburant de la pereţii interiori calzi ai cilindrului.

Dintre aceste trei influenţe, cea mai greu de determinat anticipat prin calcul — la un motor ce se proiectează — sau de determinat prin măsurări experimentale — la un motor în funcţiune — este influenţa exercitată asupra temperaturii amestecului carburant de către încălzirea amestecului de la pereţii interiori calzi ai cilindrului.

În articolul de faţă se caută să se aducă o contribuţie la rezolvarea acestei probleme.

Pentru aceasta se calculează încălzirea amestecului carburant, în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi ai cilindrilor a două motoare cu benzină, cu o metodă bazată pe folosirea coeficientului de transmitere a căldurii α, determinat pe un cilindru model de A. Stambuleanu [1], şi rezultatele calculului sînt comparate, pentru verificarea aplicabilităţii metodei, cu rezultatele obţinute experimental de Osamu Hirao [2] cu cele două motoare cu benzină în funcţiune.

2. O metodă de calcul pentru determinarea schimbului de căldură, în timpul admisiunii, dintre pereţii interiori calzi şi amestecul carburant din cilindrul motorului, bazată pe întrebuinţarea coeficientului de transmitere a căldurii

Cantitatea de căldură pe care amestecul carburant o ia, în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi ai cilindrului poate fi calculată cu ecuaţia de bază a transmiterii căldurii :

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_w - t) \cdot z, \text{ kcal}, \tag{1}$$

scrisă, pentru un motor în 4 timpi, sub forma :

$$Q = \alpha \left[\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \int_{F_0}^{F_\pi} t_w \cdot \mathrm{d}F \cdot \mathrm{d}\varphi - F \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} t \, \mathrm{d}\varphi \right] \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{120 . \pi . n}, \frac{\text{kcal}}{\text{cursa admisiune}}, \tag{2}$$

în care :

α este coeficientul mediu de transmitere a căldurii, în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi la amestecul carburant din cilindrul motorului ;

F — suprafaţa interioară a pereţilor cilindrului care ia parte la transmiterea căldurii şi care variază de la valoarea F_0 în punctul mort superior al pistonului (cînd unghiul de rotaţie a manivelei arborelui motor este $\varphi = 0$) pînă la F_π, cînd $\varphi = \pi$.

Pentru un cilindru de formă cilindrică cu diametrul d, cursa pistonului s şi raportul de compresiune ε :

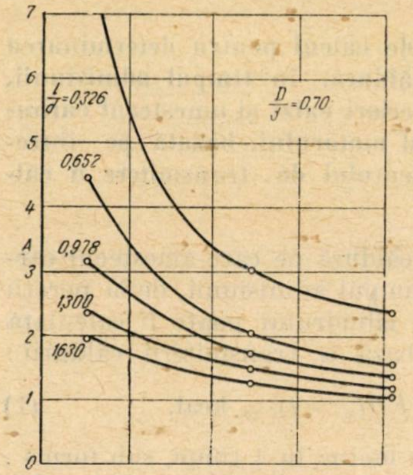
$$F_0 = 2 \frac{\pi d^2}{4} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \pi \cdot d \cdot s \text{ şi}$$

$$F = 2 \frac{\pi d^2}{4} + \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \right) \pi \cdot d \cdot s,$$

t_w — temperatura medie a pereţilor cilindrului, variabilă cu suprafaţa care ia parte la transmiterea căldurii.

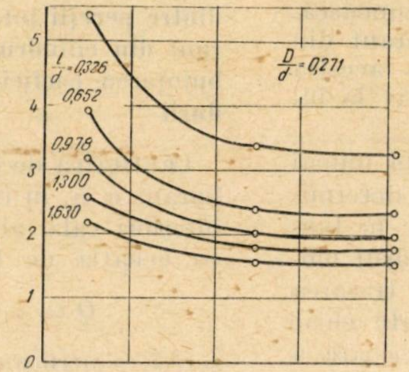
Această temperatură poate fi considerată egală cu temperatura pereţilor cilindrului, măsurată la motoare similare, sau poate fi aproximată, în funcţie de viteza medie a pistonului $c_m = s \,.\, n/30$, cu următoarele formule empirice [3]:

$t_w = 173\ c_m^{0,210}$ — temperatura medie a fundului chiulasei inclusiv fundul capetelor supapelor, °C;



← Fig. 1

Fig. 3 ↓



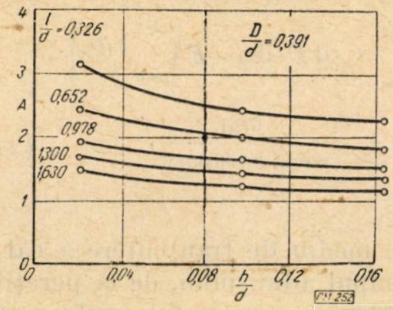


Fig. 2

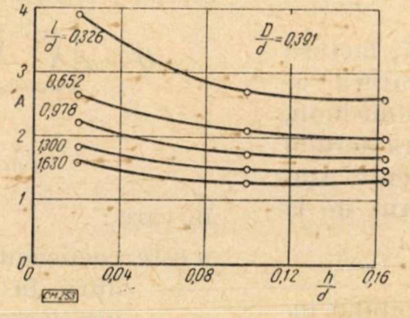


Fig. 4

$t_w = 136\ c_m^{0,223}$ — temperatura medie a fundului pistonului (piston din aliaj de aluminiu), °C;

$t_w = 122\ c_m^{0,235}$ — temperatura medie a pereţilor laterali ai camerei de ardere (fără fundul cilindrului), °C;

$t_w = 110\ c_m^{0,264}$ — temperatura medie a jumătăţii superioare a cămăşii cilindrului, °C;

$t_w = 70\ c_m^{0,330}$ — temperatura medie a jumătăţii inferioare a cămăşii cilindrului, °C;

t — temperatura medie a amestecului carburant, aceeaşi în fiecare secţiune a cilindrului, variind de la o secţiune la alta în lungul axei cilindrului;

$z = \dfrac{1}{120\,\pi \cdot n}$ — durata cursei de admisiune la un motor în 4 timpi, h; n este turaţia arborelui motor pe minut.

Coeficientul de transmitere a căldurii α, determinat [1] prin încercări experimentale pe un cilindru model, este dat de expresia:

$$\alpha = 3600 \cdot A_m c_{p_w} \cdot \eta_w^{1/4}\, (T_c/T_u)^m \cdot (c_m \cdot \gamma)^n, \ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{grd} \cdot \text{h}}, \tag{3}$$

unde A_m este un coeficient mediu care poate fi determinat din curbele A din figurile 1, 2, 3 (supapa în axa cilindrului) şi 4 (supapa la distanţa $0{,}25d$ de axa cilindrului) în funcţie de amplasarea supapei la cilindru şi de rapoartele $\frac{h}{d}$, $\frac{D}{d}$ şi $\frac{l}{d}$, în care h este cursa momentană a supapei, d — diametrul cilindrului, D — diametrul supapei şi l — lungimea momentană a cilindrului.

Pentru a determina coeficientul mediu A_m se trasează (fig. 5, *a*) cu ajutorul curbelor din figurile 1 — 4, în funcţie de rapoartele momentane concomitente $\frac{h}{d}$ şi $\frac{l}{d}$, variaţia coeficientului A. Deoarece pentru un motor dat, la fiecare unghi de rotaţie a arborelui motor φ, corespunde concomitent o pereche de valori momentane $\frac{h}{d}$, $\frac{l}{d}$, variaţia coeficientului A poate fi trasată şi în funcţie de unghiul de rotaţie φ (fig. 5, *b*). Prin planimetrarea suprafeţei $ABCD$ şi dividerea ei cu lungimea bazei AD se obţine, pentru timpul de deplasare a pistonului, valoarea coeficientului mediu A_m.

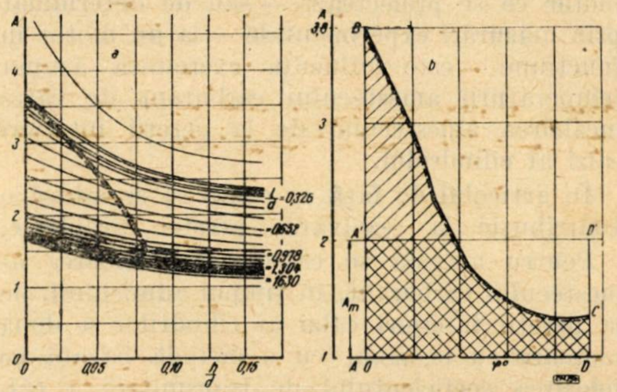


Fig. 5

În continuare, în (3) s-a notat cu:

c_{p_w} — căldura specifică la presiune constantă a amestecului carburant din cilindru, la temperatura medie a pereților acestuia, kcal/kg grad ;

$$\eta_w = \frac{166}{10^8} \frac{1 + \frac{114}{273}\sqrt{\frac{T_w}{273}}}{1 + \frac{114}{T_w}}, \quad \frac{\text{kf.s}}{\text{m}^2} \tag{4}$$

viscozitatea dinamică a aerului (Wildhagen, Z. Angew. Math. Mech., 1923) la temperatura medie a pereților cilindrului, viscozitate cu care poate fi luată egală viscozitatea amestecului carburant din cilindru ;

$T_w = 273 + t_w$ — temperatura medie absolută a pereților cilindrului, °K ; t_w poate fi luată prin comparație egală cu temperatura pereților cilindrului măsurată la motoare similare, sau poate fi aproximată, în funcție de viteza medie a pistonului c_m, cu expresia [3] ; $t_w = 121\, c_m^{0,248}$, °C ;

$(c_m \cdot \gamma)$ — masa de amestec carburant ce trece în timp de o secundă printr-o secțiune de 1 m², kg/m²s ;

γ — masa specifică a amestecului carburant din cilindru, kg/m³ ;

$m = 2$; $n = 0{,}75$ — exponenți ;

T_c — temperatura medie absolută a amestecului carburant din cilindru în timpul schimbului de căldură, °K.

Pentru a simplifica calculul temperaturilor medii t și T_c din expresiile (1) și (2), respectiv din expresia (3), se presupune că amestecul carburant, în timpul admisiunii, curge în lungul cilindrului similar ca în lungul unei conducte și că, pe măsură ce amestecul proaspăt sau aerul intră și se deplasează de la o secțiune la alta în cilindru, temperatura amestecului (rămînînd aceeași în fiecare secțiune cît timp secțiunea ia parte la procesul de admisiune) crește de la temperatura la intrare $T_p + (2 - 5°C)$ pînă la temperatura din fața fundului pistonului, luată egală cu temperatura care rezultă din ecuația de bilanț de căldură la sfîrșitul cursei de admisiune T_1, respectiv la sfîrșitul admisiunii T_i (fig. 6 și 7). În felul acesta, în calcule, temperatura t este luată din diagrama din figura 6, în dreptul suprafeței pereților interiori ai cilindrului care transmite căldura ce se calculează ; iar temperatura T_c, din expresia coeficientului de transmitere a căldurii α (expresia (3)), este considerată egală, în tot timpul cursei de admisiune, respectiv al admisiunii, cu media aritmetică dintre temperaturile $T_p + (2 - 5°C)$ și T_1, respectiv dintre temperaturile $T_p + (2 - 5°C)$ și T_i.

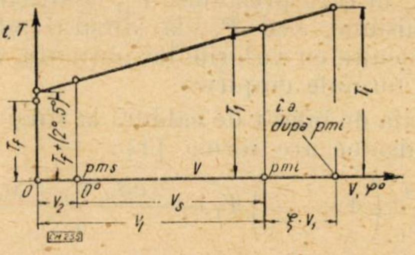


Fig. 6

Această ipoteză de calcul pare fundată în special pentru motoarele cu turație rapidă, la care pistonul, în deplasarea din punctul mort superior (p. m. s.), în cursa de admisiune, este urmat imediat de gazele de ardere reziduale oarecum destinse și deci cu o temperatură mai mică decît cea de la sfîrșitul cursei de evacuare și apoi, la rîndul lor, gazele de ardere sînt urmate de amestecul proaspăt sau de aerul ce intră în cilindru.

În felul acesta, în tot timpul admisiunii, sub chiulasă, în cilindru, se păstrează o temperatură apropiată de temperatura amestecului proaspăt sau a aerului înaintea supapei de admisiune, iar deasupra fundului pistonului se poate considera că temperatura rămîne egală cu temperatura întregului amestec carburant la sfîrșitul cursei de admisiune, respectiv la sfîrșitul admisiunii.

Temperatura inițială a amestecului proaspăt sau a aerului T_p este în general cunoscută sau poate fi determinată.

Temperatura amestecului carburant la sfîrșitul cursei de admisiune T_1, respectiv la sfîrșitul admisiunii T_i, poate fi aproximată prin calcul, într-o primă și o a doua aproximație, fără și cu încălzirea amestecului carburant de la pereții cilindrului, cu ajutorul ecuațiilor de bilanț de căldură, la sfîrșitul cursei de

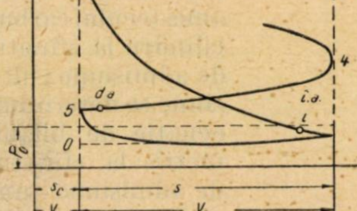


Fig. 7

admisiune sau la sfîrșitul admisiunii, și în ceea ce privește presiunea cu ajutorul ecuațiilor de bilanț gravimetric. Cu un volum de calcule mai redus, temperatura T_1 sau T_i poate fi aproximată numai cu ecuația de bilanț de căldură, în care presiunea P_1, la sfîrșitul cursei de admisiune, sau P_i, la sfîrșitul admisiunii, sînt înlocuite cu valorile lor obținute, de exemplu, cu formule empirice.

Ecuația de bilanț de căldură la sfîrșitul cursei de admisiune are forma [4]:

$$T_1^2 + \frac{2\,k_1}{b_1}\left(1 - \frac{Z}{P_1}\right) T_1 - \frac{2\,(M_p\ W_p + M_1\ W_1)}{a_1 \cdot b_1} = 0. \tag{5}$$

Temperatura T_1 mai poate fi determinată, într-o primă aproximație, fără încălzirea amestecului carburant de la pereții cilindrului, și din ecuația [5]:

$$T_1^2 + \frac{E + T_p - \zeta\,T_r}{\zeta - 1}\,T_1 - \frac{E\,T_p}{\zeta - 1} = 0. \tag{6}$$

În ecuația (5) s-a notat cu:

$$M_p\,W_p = \left(i_p + \frac{A\,w^2}{2g} - \frac{x\,r}{Y + 1}\right); \tag{7}$$

$$M_1\,W_1 = M_1\left(Q_1 - \frac{A\,c_m^2}{2\,g}\right); \tag{8}$$

$$Z = \frac{P_r}{T_r\,a_1\,k_1\,\varepsilon}\,(M_r\,i_r - M_p\,W_p). \tag{9}$$

În aceste expresii sînt notate cu:

M_p, M_r, M_1 — masa unui kmol de amestec proaspăt sau de aer, de gaze de ardere reziduale, sau de amestec carburant din cilindru, kg/kmol;

P_p, P_r, P_1 — presiunea absolută a amestecului proaspăt sau a aerului înainte de supapa de admisiune, a gazelor de ardere reziduale la sfîrșitul cursei de evacuare, a amestecului carburant din cilindru la sfîrșitul cursei de admisiune; ultima presiune se determină dintr-o ecuație de bilanț gravimetric la sfîrșitul cursei de admisiune sau cu formule empirice [4], kgf/m²;

T_p, T_r — temperatura absolută a amestecului proaspăt sau a aerului înainte de supapa de admisiune, a gazelor de ardere reziduale la sfîrșitul cursei de evacuare, °K;

i_p, i_r — entalpia specifică a amestecului proaspăt sau a aerului înainte de supapa de admisiune, a gazelor de ardere reziduale la sfîrșitul cursei de evacuare, kcal/kg;

w — viteza medie de curgere a amestecului proaspăt sau a aerului prin deschiderea supapei de admisiune, m/s;

c_m — viteza medie a pistonului în cilindru, m/s;

x — procentele de combustibil lichid ce se vaporizează în cilindru;

$Y = L/B = \lambda_0 . L_{min}$ — masa de aer reală pe kg de combustibil, kg/kg;

λ_0 — coeficientul de exces de aer;

L_{min} — masa de aer teoretică pe kg de combustibil, kg/kg;

$r = 86{,}6 - 0{,}13\,t°$ — căldura latentă de vaporizare a benzinei [3], kcal/kg;

A — echivalentul caloric al lucrului mecanic, kcal/kgfm;

g — accelerația gravitației, m/s²;

a_1, k_1, b_1 — constanta căldurii specifice molare, constanta căldurii specifice molare la presiune constantă, coeficientul de temperatură al căldurii specifice molare; amestecul carburant la sfîrșitul cursei de admisiune a fost considerat în ecuația (5) ca un gaz semiperfect cu căldura specifică molară la presiune constantă $C_p = a\,(k + b\,.\,T/2)$;

ε — raportul de compresiune al cilindrului motorului.

În afară de aceste notații, în ecuația (6) s-a mai notat cu:

$$\zeta = c_{pr}/c_{p0} \tag{10}$$

raportul dintre căldura specifică la presiune constantă a gazelor de ardere reziduale și căldura specifică la presiune constantă a amestecului proaspăt sau a aerului ce intră în cilindru, și cu:

$$E = \varepsilon\,\frac{P_1}{P_r}\,T_r\,\frac{R_r}{R_{r+L+B}} \approx \frac{R_L}{R_{L+B}}\,\varepsilon\,\frac{P_1}{P_r}\,T_r\,, \tag{11}$$

în care :

R_1, R_{r+L+B} — sînt constantele specifice ale gazelor de ardere reziduale și ale amestecului carburant din cilindrul considerat, kgfm/kg grd, compus din : r — gaze de ardere, kg, L — aer, kg, B — combustibil, kg ;

$R_L = 29{,}27$ — constanta specifică a aerului, kgfm/kg grd ;

R_{L+B} se calculează din :

$$R_{L+B} = \frac{L \cdot R_L + B \cdot R_B}{L + B} = \frac{Y \cdot R_L + R_B}{Y + 1}, \text{ kgfm/kg grd}, \tag{12}$$

în care $L/B = Y$. Constantele specifice ale gazelor combustibililor hexan, heptan, octan, alcool pot fi luate respectiv egale cu 9,86 ; 8,48 ; 7,44 ; 18,45.

3. Compararea datelor experimentale obținute cu două motoare în funcționare cu rezultatele calculului cu metoda de calcul expusă

3.1. *Date experimentale* [2]

Osamu Hiraoa efectuat încercări experimentale [2] pentru determinarea efectului încălzirii amestecului carburant de la pereții interiori calzi ai cilindrului în timpul admisiunii. Se notează cu :

G_s — masa de amestec proaspăt sau de aer ce intră în cilindrul motorului în timpul admisiunii, kg ;

G_r — masa de gaze de ardere reziduale la sfîrșitul cursei de evacuare, kg ;

G_i — masa de amestec carburant din cilindru la închiderea supapei de admisiune, kg (fig. 7 : *d.a.* — deschiderea admisiunii ; *î.a.* — închiderea admisiunii) ;

R_r, R_i — constanta specifică a gazelor de ardere reziduale, a amestecului carburant din cilindru, kgfm/kg grd (R_i este egal cu R_1 la sfîrșitul cursei de admisiune) ;

P_5, P_i — presiunea absolută din cilindru la sfîrșitul cursei de evacuare, la închiderea supapei de admisiune (fig. 7 și 12), kgf/m² ;

T_p, T_5, T_i — temperatura absolută a amestecului proaspăt sau a aerului înainte de a intra în cilindru, a gazelor de ardere la sfîrșitul cursei de evacuare ($T_5 = T_r$), a amestecului carburant din cilindru la închiderea supapei de admisiune (fig. 7 și 12), ° K ;

V_s — volumul cursei pistonului (cilindreea), m³ ;

ξ — cu cît se micșorează procentual volumul total al cilindrului, la închiderea supapei de admisiune, % ;

$\varepsilon = V_1/V_2$ — raportul de compresiune ;

ΔT_1 — scăderea temperaturii amestecului proaspăt sau a aerului ce intră în cilindru datorită vaporizării combustibilului lichid rămas să se vaporizeze în cilindru, °C ;

ΔT_2 — creșterea temperaturii amestecului carburant datorită încălzirii lui de la pereții interiori calzi ai cilindrului, °C ;

ΔT_3 — creșterea temperaturii amestecului carburant datorită aportului de căldură adus în amestec de gazele de ardere reziduale, °C ;

ΔT_4 — creșterea temperaturii amestecului carburant datorită : frecărilor din masa fluidului ; comprimării amestecului carburant ce se izbește (prin inerție) de pistonul ce se deplasează din ce în ce mai încet și, din punctul mort inferior (p.m.i.), se reîntoarce în cursa lui de compresiune ; comprimării amestecului carburant de către piston, în cursa acestuia de compresiune, pînă ce se închide complet supapa de admisiune (fig. 12), ° C ;

c_{p0}, c_{pr} — căldurile specifice la presiune constantă a amestecului proaspăt sau a aerului și a gazelor de ardere reziduale, kcal/kg grd.

Din ecuațiile :

$$T_i = T_p - \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4 ; \tag{13}$$

$$G_r \cdot \left| c_{p_r} \right|_{t_i}^{t_5} \cdot (T_5 - T_i) = G_s \cdot \left| c_{p0} \right|_{t_0}^{t_i} \cdot \Delta T_3 ; \tag{14}$$

$$G_r = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_5}{R_r\, T_5} ; \tag{15}$$

$$G_s = G_i - G_r = V_s \left(\frac{P_i}{R_1\, T_1} \cdot \frac{(1 - \xi)\, \varepsilon}{\varepsilon - 1} - \frac{P_5}{R_r\, T_5} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)} \right), \tag{16}$$

rezultă :

$$G_s = \frac{P_i\, V_s}{R_1 \left\{ T_p - \Delta T_1 + \Delta T_2 + \left(1 - \frac{c_{p0}}{c_{pr}} \right) \Delta T_3 + \Delta T_4 \right\}} \times \frac{(1 - \xi)}{\varepsilon - 1}\, \varepsilon \left(1 - \frac{P_5}{P_i} \cdot \frac{R_1}{R_r} \cdot \frac{1}{(1 - \xi)\, \varepsilon} \right) . \tag{17}$$

Din această ultimă ecuație se poate calcula ΔT_2, deoarece la un motor în funcțiune G_s, P_i, P_5 pot fi măsurate ; ΔT_3 poate fi calculat cu ajutorul ecuațiilor (14) și (15); ΔT_1 poate fi determinat cu ecuația:

$$\Delta T_1 = -\frac{r \cdot B}{c_p \cdot L}, \text{ grd}, \qquad (18)$$

și ΔT_4 poate fi aproximat cu ajutorul unei diagrame indicate de joasă presiune, dacă comprimarea amestecului carburant din A în B (fig. 12), în cilindru, este considerată adiabatică. Raportul dintre căldurile specifice la presiune constantă și dintre constantele specifice ale gazelor au fost considerate, pentru un motor cu benzină, egale cu $c_{p0}/c_{pr} \approx 0{,}9$, respectiv cu $R_1/R_r \approx 0{,}95$.

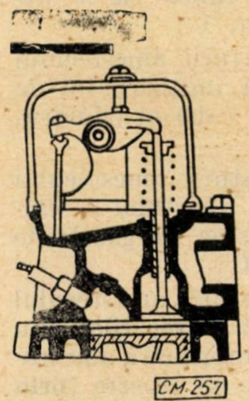


Fig. 8

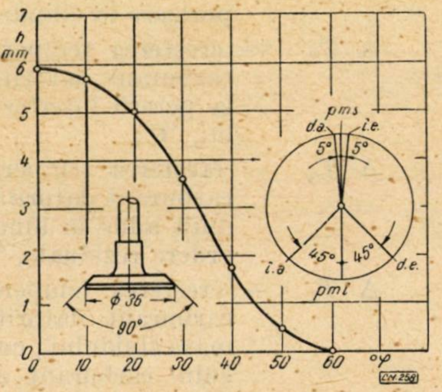


Fig. 9

Încercările au fost făcute cu următoarele motoare: 1. un motor cu răcire cu apă de 1,5 l pentru autovehicul, cu 4 cilindri în linie, cilindri cu supapele în cap (fig. 8: raportul de compresiune ε = 6,8, alesaj/cursă d/s = 78,25/78,00 mm, lungimea bielei l_b = 138,2 mm); dimensiunile supapei de admisiune, profilul de ridicare al supapei și reglajul distribuției sînt date în figura 9; 2. un motor cu răcire cu aer, cu un singur cilindru cu supapele în cap (fig. 10: raportul de compresiune ε = 7,82, alesaj/cursă d/s = 68/68 mm, lungimea bielei l_b = 146 mm); dimensiunile supapei de admisiune, profilul de ridicare al supapei și reglajul distribuției sînt date în figura 11.

Pe baza măsurărilor efectuate, a diagramelor indicate de joasă presiune de forma celei din figura 12 (a — sfîrșitul admisiunii), și a calculelor cu ecuațiile de mai sus s-au găsit datele întabelate pentru motorul răcit cu apă în tabela 1, pentru motorul cu răcire cu aer în tabela 2.

În aceste tabele este introdusă, așa cum rezultă din încercările lui O. Hirao, și creșterea de temperatură ΔT_2, prin încălzirea amestecului carburant de la pereții interiori calzi ai cilindrului.

3.2. *Calculul, pe baza metodei întrebuințării coeficientului de transmitere a căldurii, al variației de temperatură a amestecului carburant datorită încălzirii lui de la pereții interiori calzi ai cilindrului*

Cu datele referitoare la construcția cilindrului și la reglajul distribuției, și cu cele obținute prin încercări la cele două motoare supuse încercărilor s-a calculat, folosind metoda expusă la punctul 2, căldura transmisă, în timpul admisiunii, amestecului carburant de către pereții interiori calzi ai cilindrului.

Calculul s-a făcut pentru cîte patru turații ale celor două motoare, cu răcire cu apă și cu răcire cu aer. În calcule s-a ținut seamă că admisiunea efectivă în cilindru începe, după cum se observă și din figura 12, la $\varphi = 20°$ după punctul mort superior (p.m.s.), adică

Tabela 1

n, rot/min	p_i, kgf/cm²	p_5, kgf/cm²	$10^3 \times G_s$, kg/ciclu	T_0, °K	ΔT_1, °C	ΔT_2, °C	ΔT_3, °C	ΔT_4, °C	T_i, °K
1 400	1,109	1,101	0,368	293	−26	43	33	12	355
1 700	1,142	1,142	0,389	293	−25	33	34	12	347
2 000	1,188	1,237	0,387	293	−24	44	38	12	363
2 300	1,224	1,302	0,393	293	−23	46	43	12	371
2 600	1,210	1,270	0,404	293	−22	33	39	12	355
2 900	1,207	1,205	0,397	293	−21	39	38	12	361
3 200	1,126	1,115	0,393	293	−20	21	37	12	344
3 500	1,134	1,142	0,375	293	−19	26	40	12	352
3 800	1,134	1,247	0,363	293	−19	41	45	12	372
4 100	1,082	1,305	0,356	293	−19	25	48	12	359
4 400	1,039	1,360	0,342	293	−19	19	54	12	359

Tabela 2

n, rot/min	p_i, kgf/cm²	p_5, kgf/cm²	$10^3 \times G_s$, kg/ciclu	T_0, °K	ΔT_1, °C	ΔT_2, °C	ΔT_3, °C	ΔT_4, °C	T_i, °K
2 000	1,263	0,900	0,266	293	−24	21	38	12	340
3 000	1,393	1,080	0,267	293	−20	29	37	12	351
4 000	1,420	1,170	0,268	293	−20	30	46	12	361
4 500	1,526	1,090	0,268	293	−20	56,5	54	12	396

după ce presiunea în cilindru scade ceva sub presiunea dinainte de supapa de admisiune, şi că datele încercărilor experimentale se referă la sfîrşitul admisiunii în cilindru, adică la momentul cînd se închide, după p.m.i. (fig. 9 şi 11), supapa de admisiune.

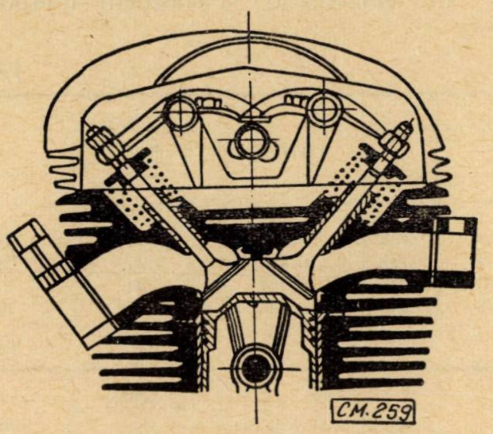


Fig. 10

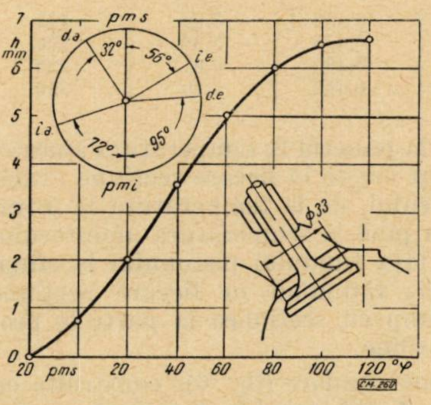


Fig. 11

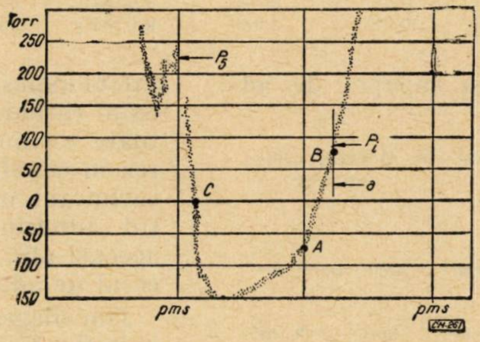


Fig. 12

Calculul coeficientului de transmitere a căldurii α. Pentru calculul coeficientului mediu A_m din expresia (3) au fost folosite metoda de calcul expusă la punctul 2 şi diagramele respective. Rezultatele calculului sînt trecute în tabelele 3 (pentru motorul răcit cu apă) şi 4 (pentru motorul răcit cu aer).

În continuare pentru calculul coeficientului de transmitere a căldurii au mai fost determinaţi prin calcul şi introduşi în tabelele 5 şi 6 următorii factori :

T_w — temperatura medie a pereţilor cilindrului în timpul întregii admisiuni, calculată cu expresia [3] :

$$T_w = 273 + 121 \cdot c_m^{0.248}, \text{°K};$$

η_w — viscozitatea dinamică a amestecului carburant, determinată cu expresia lui Wildhagen ;

T_c — temperatura medie a amestecului carburant ; această temperatură a fost calculată, cum s-a arătat la punctul 2, ca medie aritmetică între temperatura amestecului proaspăt sau a aerului imediat după intrarea lui în cilindru $[T_p + (2 \ldots 5\text{°C})]$, °K, şi temperatura T_i la sfîrşitul admisiunii, în momentul cînd se închide supapa de admisiune ; valorile T_p şi T_i introduse în calcul sînt cele din tabelele 1 şi 2 şi corespund încercărilor lui Hirao. În lipsa valorilor T_i, acestea pot fi calculate aşa cum s-a arătat la punctul 2.

Coeficientul de transmitere a căldurii α a fost calculat cu expresia (3) în care s-a introdus în calcul, pentru cele două motoare încercate, la diferitele turaţii de calcul, pentru A_m valorile din tabelele 3 şi 4, pentru c_{pw}, η_u, $(T_c/T_w)^2$ şi $(c_m \cdot \gamma)^{0.75}$ valorile din tabelele 5 (pentru motorul răcit cu apă) şi 6 (pentru motorul răcit cu aer). Valorile lui α rezultate din calcul sînt introduse, în aceste tabele, în dreptul turaţiilor respective de calcul.

Calculul suprafeţelor care transmit căldura. Suprafeţele interioare ale pereţilor cilindrilor

Tabela 3

φ°	p.m.s.	20	40	60	80	100	120	140	160	p.m.i.	190	210	225
A	—	3,98	3,295	2,76	2,36	2,055	1,87	1,77	1,76	1,85	1,87	2,01	2,10
A_m	2,41										1,98		

Tabela 4

φ°	p.m.s.	20	40	60	80	100	120	140	160	p.m.i.	200	220	240	252
A	—	4,48	3,68	2,65	2,00	1,75	1,58	1,51	1,53	1,55	2,02	2,21	2,45	—
A_m	2,22										2,20			

care transmit căldura în timpul admisiunii, cu notaţiile de pe schemele cilindrilor celor două motoare supuse la încercări, sînt (fig. 13 : *A* — poziţia pistonului la 20° după p.m.s. ; *B* — poziţia pistonului la închiderea supapei de admisiune) :

Fundul capului cilindrului (pentru motorul răcit cu aer suprafaţa camerei de ardere fără fundul pistonului).	*a*) Motorul răcit cu apă	*b*) Motorul răcit cu aer
	$F_1=9\,270\cdot10^{-6}$,m²	$7000\cdot10^{-6}$, m²
Suprafaţa laterală a cilindrului.	$F_2=1\,876\cdot10^{-6}$,m²	$900\cdot10^{-6}$, m²
Suprafaţa laterală a cilindrului.	$F_3/_2=9\,000\cdot10^{-6}$,m²	$6925\cdot10^{-6}$, m²
Suprafaţa fundului pistonului	$F_4=4\,800\cdot10^{-6}$,m²	$4000\cdot10^{-6}$, m²
Suprafaţa laterală a cilindrului.	$(F_3+F_5)/_2=18775\cdot10^{-6}$,m²	$12590\cdot10^{-6}$, m²

Tabela 5

n, rot/min	c_m, m/s	t_w, °C	T_w, °K	c_{pw}, $\frac{\text{kcal}}{\text{kg·grd}}$	$10^6\cdot\eta_w$, $\frac{\text{kgf s}}{\text{m}^2}$	$\eta_w{}^{1/4}$, $\frac{\text{kgf s}}{\text{m}^2}$	T_c, °K	$(T_c/T_w)^2$	$(c_m\cdot\gamma)^{0,75}$ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$	α, $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{grd h}}$
1 400	3,63	172	440	0,2598	2,03	0,0377	328	0,556	3,31	160
2 600	6,75	197	467	0,2600	2,06	0,0379	328	0,493	5,27	222
3 500	9,10	209	482	0,2600	2,08	0,0380	326	0,456	6,31	250
4 400	11,45	218	494	0,2610	2,10	0,0382	330	0,446	7,70	300

Tabela 6

n, rot/min	c_m, m/s	t_w, °C	T_w, °K	c_{pw}, $\frac{\text{kcal}}{\text{kg·grd}}$	$10^3\cdot\eta_w$, $\frac{\text{kgf s}}{\text{m}^2}$	$\eta_w{}^{1/4}$, $\frac{\text{kgf s}}{\text{m}^2}$	T_c, °K	$(T_c/T_w)^2$	$(c_m\cdot\gamma)^{0,75}$, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\ 3}$	α, $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{ grd h}}$
2 000	4,56	170	457	0,26	2,020	0,03786	317	0,480	3,90	143
3 000	6,85	187	477	0,26	2,060	0,03800	328	0,473	5,30	196
4 000	9,15	200	492	0,26	2,075	0,03810	334	0,462	6,61	239
4 500	10,30	306	499	0,26	2,080	0,03812	350	0,492	7,70	280

Calculul temperaturilor medii ale diferitelor suprafeţe ce transmit căldura şi aproximarea temperaturii medii a amestecului carburant din faţa fiecăruia dintre aceste suprafeţe. Temperaturile medii ale diferitelor suprafeţe interioare ale pereţilor cilindrilor aparţinînd motoarelor supuse încercărilor au fost calculate cu expresiile acestor temperaturi date la punctul 2. Pentru motorul răcit cu aer aceste temperaturi, avînd în vedere răcirea cu aer, au fost luate cu 5% mai mari decît cele rezultate din calcul. Temperaturile astfel obţinute au fost trecute, pentru cele două motoare în cauză, în tabela 7, exprimîndu-se astfel, conform dublei integrale din ecuaţia (2), $\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi}\int_{F_0}^{F_\pi}$, schimbarea temperaturii pereţilor, cu locul pe care îl ocupă la cilindru suprafaţa interioară ce transmite căldura şi cu variaţia mărimii acestor suprafeţe prin deplasarea pistonului în cilindru sau prin rotaţia manivelei arborelui motor. Conform integralei $\int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi}$ din ecuaţia (2) şi conform metodei de calcul expuse la punctul 2, temperatura amestecului carburant creşte în fiecare secţiune următoare a cilindrului, de la temperatura la intrarea în cilindru pînă la temperatura amestecului carburant în faţa fundului pistonului la sfîrşitul admisiunii, rămînînd în fiecare secţiune aceeaşi atît timp cît secţiunea ia parte la procesul de admisiune.

Din diagrame similare (fig. 6), construite cu valorile T_p şi T_i din tabelele 1 şi 2, s-au citit temperaturile existente în faţa diferitelor suprafeţe (fig. 13) ce transmit căldura şi valorile respective au fost introduse în tabela 7 în dreptul turaţiei de calcul.

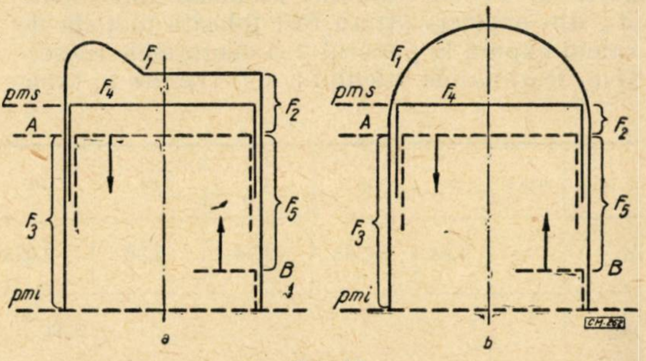


Fig. 13

Calculul căldurii transmise de la pereţii interiori calzi, amestecului carburant din cilindru, în timpul admisiunii (*ecuaţia* (1), *respectiv* (2)). Cu ajutorul ecuaţiei (1), respectiv (2), s-a calculat, atît pentru motorul răcit cu apă, cît şi pentru cel răcit cu aer, pentru cîte patru turaţii considerate în calcul, căldura Q_{Fx} transmisă, în timpul admisiunii, amestecului carburant, de porţiunile F_1, F_2 etc. din suprafaţa interioară a pereţilor cilindrilor.

Rezultatele acestui calcul sînt trecute în tabela 8.

rită încălzirii lui de la pereţii interiori calzi ai cilindrului :

$$\Delta T_2 = \frac{Q}{c_p \cdot G_i}, \text{°C}. \tag{19}$$

Tabela 7

n, rot/min	F_1		F_2		F_3		F_5		$(F_3 \div F_5)/2$	
	t_w, °C	t, °C	t_w, °C	t, °C	t_w, °C	t, °C	t_w, °C	t, °C	t_w, °C	t, °C
Motorul răcit cu apă										
1 400	225	23	165	24	131	51	181	55	186	74
2 600	255	23	192	24	150	51	208	55	214	74
3 500	271	23	204	24	170	50	221	53	226	71
4 400	298	23	223	24	187	53	234	57	240	76
Motorul răcit cu aer										
2 000	248	23	184	27	147	39	200	43	205	54
3 000	273	24	200	29	165	46	218	54	225	68
4 000	288	25	215	32	177	52	233	61	238	78
4 500	295	27	221	36	186	65	240	77	245	102

Valorile lui α au fost luate, pentru cele patru turaţii considerate în calcul şi pentru fiecare motor, din tabelele 5, respectiv 6 ; diferenţa de temperatură ($t_w - t$) a fost calculată cu ajutorul tabelei 7 ; separat de aceasta, s-a calculat şi timpul de transmitere a căldurii pentru fiecare porţiune de suprafaţă, şi rezultatul calculului a fost trecut, în dreptul fiecărei turaţii de calcul, în tabela 8.

Cantitatea totală de căldură Q transmisă, în timpul admisiunii, amestecului carburant, de la pereţii cilindrului, pentru fiecare turaţie a celor două motoare, s-a calculat cu ajutorul tabelei 8 ; de exemplu, pentru turaţia de 1 400 rot/min a motorului răcit cu apă :

$$Q = Q_{F1} + Q_{F2} + Q_{F3} + Q_{F4} + Q_{(F_3+F_5)/2} =$$
$$= 10^{-3}(1,965 + 0,276 + 0,575 + 0,632 +$$
$$+ 0,413) = 3,861 . 10^{-3}, \text{ kcal/admisiune.}$$

Tabela 8

Suprafaţa	Motorul răcit cu apă			Motorul răcit cu aer		
	n, rot/min	z, s	$10^3 \cdot Q_{Fx}$, kcal/admisiune	n, rot/min	z, s	$10^3 \cdot Q_{Fx}$, kcal/admisiune
F_1	1 400	1,111/47,0	1,965	2 000	1,26/66,6	1,187
	2 600	1,111/86,5	1,705	3 000	1,26/100,0	1,192
	3 500	1,111/117,0	1,500	4 000	1,26/133,3	1,154
	4 400	1,111/146,7	1,610	4 500	1,26/150,0	1,230
F_2	1 400	1,111/47,0	0,276	2 000	1,26/66,6	0,115
	2 600	1,111/86,5	0,248	3 000	1,26/100,0	0,105
	3 500	1,111/117,0	0,222	4 000	1,26/133,3	0,104
	4 400	1,111/146,7	0,238	4 500	1,26/150,0	0,106
F_3	1 400	0,861/47,0	0,575	2 000	0,861/66,6	0,384
	2 600	0,861/86,5	0,545	3 000	0,861/100,0	0,386
	3 500	0,861/117,0	0,552	4 000	0,861/133,3	0,370
	4 400	0,861/146,7	0,590	4 500	0,861/150,0	0,373
F_4	1 400	1,111/47,0	0,632	2 000	1,26/66,6	0,472
	2 600	1,111/86,5	0,581	3 000	1,26/100,0	0,448
	3 500	1,111/117,0	0,532	4 000	1,26/133,3	0,432
	4 400	1,111/146,7	0,534	4 500	1,26/150,0	0,428
$\frac{F_3 + F_5}{2}$	1 400	0,25/47,0	0,413	2 000	0,4/66,6	0,452
	2 600	0,25/86,5	0,338	3 000	0,4/100,0	0,430
	3 500	0,25/117,0	0,354	4 000	0,4/133,3	0,402
	4 400	0,25/146,7	0,355	4 500	0,4/150,0	0,374

Calculul creşterii temperaturii amestecului carburant prin încălzire de la pereţii interiori calzi ai cilindrului. Cu ajutorul cantităţilor de căldură determinate mai sus s-a calculat ridicarea temperaturii amestecului carburant dato-

La sfîrşitul admisiunii, masa de amestec carburant ce se găseşte în cilindru este egală cu $G_i = G_s + G_r$, în care : G_s este masa de amestec proaspăt intrată în cilindru (se găseşte înscrisă în tabelele 1 şi 2) ; G_r—masa de gaze de ardere reziduale calculată pentru fiecare motor cu ecuația (15), în care temperatura gazelor de ardere la sfîrșitul cursei de evacuare $T_5 = T_r$ a fost determinată cu formule empirice de aproximare, în funcție de turația motorului.

Tabela 9

n, rot/min	10^3Q, kcal/admisiune	10^3G_i, kg	c_p, kcal/k·grd	ΔT_2, °C
Motorul cu răcire cu apă				
1 400	3,861	0,391	0,26	39
2 600	3,417	0,427	0,26	31
3 500	3,160	0,398	0,26	30,5
4 400	3,327	0,365	0,26	35
Motorul cu răcire cu aer				
2 000	2,610	0,2847	0,26	35
3 000	2,561	0,2857	0,26	34,5
4 000	2,462	0,2867	0,26	33
4 500	2,511	0,2867	0,26	34

Rezultatele calculului cu ecuația (19) sînt trecute în tabela 9.

În final, în figura 14 au fost introduse, pentru cele două motoare (cu răcire cu apă : *a*—rezultatele încercărilor ; *a'* — rezultatele calculului cu α și cu răcire cu aer : *b* — rezultatele încercărilor ; *b'* — rezultatele calculului cu α), în funcție de turațiile motorului, creșterile de temperatură a amestecului carburant, în timpul admisiunii, prin încălzire de la pereții interiori calzi ai cilindrului.

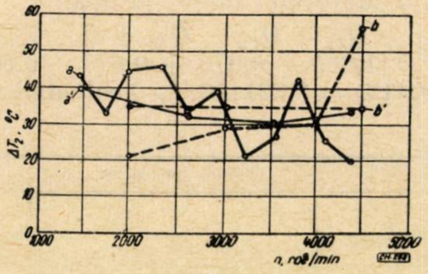


Fig. 14

Datele reprezentate în diagrame se referă la calculul pe baza rezultatelor încercărilor lui Hirao [2], la tabelele 1 și 2 din prezenta lucrare, și la calculul pe baza metodei de calcul expuse mai sus, cu întrebuințarea coeficientului de transmitere a căldurii α determinat de Stambuleanu[1], pe un cilindru model (tabela 9).

Comparînd cele două perechi de curbe din figura 14, se poate observa că valorile creșterilor de temperatura ΔT_2, obținute cu metoda de calcul propusă, sînt destul de apropiate de valorile acestor creșteri, determinate pe baza măsurărilor experimentale. De altfel, la o comparare a rezultatelor celor două procedee de determinare, calcul și experimentare, trebuie să se țină seamă că în calcul s-a recurs la diferite ipoteze simplificatoare de aproximare și că rezultatele încercărilor sînt și ele supuse diferitelor erori de măsurare.

Faptul însă că și în aceste circumstanțe datele calculului corespund mulțumitor cu datele măsurărilor experimentale dovedește că creșterea temperaturii amestecului carburant în timpul admisiunii, prin încălzirea lui de la pereții interiori calzi ai cilindrului, poate fi aproximată cu metoda de calcul propusă.

---

[1] *Stambuleanu, A.* Beitrag zur Frage des Wärmeüberganges in der Ansaugperiode bei Verbrennungsmotoren mit hängenden Ventilen, insbesondere bei Flug — und Kraftfahrzeugmotoren. Diss. TH Berlin, 1935.

[2] *Osamu Hirao.* Gemisch-Erwärmung bei Ottomotoren. În : MTZ, nr. 3, 1961, p. 85—89.

[3] *Drucker, E.* Der Liefergrad schnelllaufender Viertakt-vergasermotoren. În : ATZ, nr. 14, 1934, p. 359 — 363.

[4] *Stambuleanu, A.* Studiul termodinamic al timpului admisiunii la motorul termic în 4 timpi. În : Bul. Soc. Politehn. Buc., nr. 5, 1943, p. 292—312.

[5] *Brosinsky, H. J.* Wärmeübergangsversuche an einem Ottomotor. În : MTZ, nr. 3, 1954, p. 61—69.

CZ 665.5.026 : 621.643.4

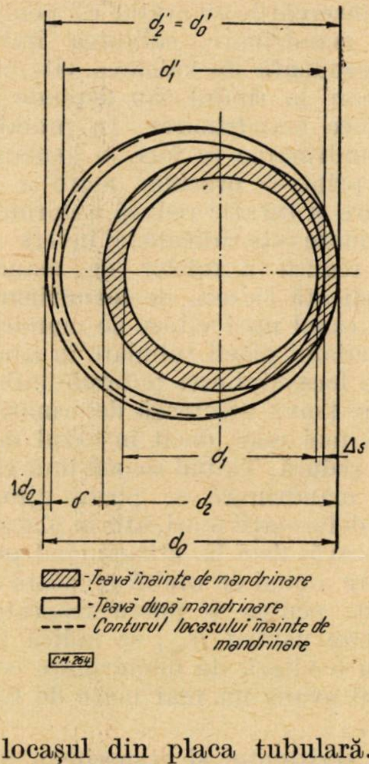
Cu privire la calculul de rezistență și etanșeitate al îmbinării prin mandrinare dintre țevile și plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică și petrochimică (II)

Dr. ing. ALEXANDRU PAVEL

Indicatorii caracterizînd calitatea îmbinărilor prin mandrinare

a) *Gradul de mandrinare.* De cele mai multe ori aprecierea calității îmbinărilor prin mandrinare, atît din punctul de vedere al etanșeității, cît și din cel al rezistenței, se face prin intermediul gradului de mandrinare, considerat [1] – [4], [7], [8], [10], [11], [17 – [19], [42], [44], [46] – [48] ca indicator unic calitativ al îmbinării prin mandrinare.

Cantitativ, gradul de mandrinare se apreciază prin deformația totală a țevii (reducerea grosimii de perete) și a locașului din placa tubulară (creșterea diametrului său), măsurată din momentul cînd se realizează contactul dintre țeavă și locașul din placa tubulară. Această deformație exprimă de fapt lărgirea suplimentară a țevii în cea de-a doua fază a mandrinării.


$d_2' = d_0'$
d_1'
d_1
Δs
Δd_0
δ
d_2
d_0
▨ - Țeavă înainte de mandrinare
☐ - Țeavă după mandrinare
---- Conturul locașului înainte de mandrinare
CM 264

Dacă se notează (fig. 8) :

Δs — micșorarea grosimii peretelui țevii (deformație remanentă a țevii) ;

Δd_0 — creșterea diametrului locașului (deformație elastică a locașului),

mărimea evazării suplimentare a țevii după realizarea contactului dintre țeavă și peretele locașului (faza a doua a mandrinării), egală cu deformația totală a sistemului țeavă-locaș, va fi :

$$\Delta = 2\,\Delta s + \Delta d_0. \tag{60}$$

Aceeași mărime Δ poate fi exprimată și prin relația :

$$\Delta = d_1' - (d_1 + \delta), \tag{61}$$

în care :

d_1' este diametrul interior al țevii după mandrinare ;

d_1 — diametrul interior al țevii înainte de mandrinare ;

$\delta = d_0 - d_2$ — jocul inițial dintre țeavă și peretele locașului din placa tubulară ;

d_0 — diametrul locașului înainte de mandrinare (considerat de obicei același și după mandrinare și egal cu diametrul exterior al țevii d_2' după mandrinare) ;

d_2 — diametrul exterior al țevii înainte de mandrinare.

Se menționează că în figura 8 deplasările au fost grupate în stînga, pentru a simplifica desenul.

Gradul de mandrinare, notat de diferiți autori în mod diferit (δ [1, 2, 4], ρ [3, 10], Δ [8], ε [48], H [7, 17, 19, 45]), prin definiție, se exprimă în procente și se calculează astfel (în lucrarea de față gradul de mandrinare se va nota cu H) :

a) în funcție de diametrul d_0 al locașului înainte de mandrinare :

$$H = \frac{\Delta}{d_0}\cdot 100 = \frac{d_1' - (d_1 + \delta)}{d_0}\cdot 100 = \frac{d_1' - (d_1 + \delta)}{d_2 + \delta}\cdot 100 = \frac{d_1' - (d_1 + \delta)}{d_1 + 2s + \delta}\cdot 100\,; \tag{62}$$

b) în funcție de grosimea s a peretelui țevii înainte de mandrinare :

$$H = \frac{d_1' - (d_1 + \delta)}{s}\cdot 100. \tag{63}$$

Pentru un grad de mandrinare H dat se recomandă [48] ca subțierea peretelui țevii (exprimată în procente) să fie determinată cu formula :

$$\Delta s = \frac{H d_0}{2s}\cdot 100. \tag{64}$$

În figura 9 este reprezentată [7] variaţia rezistenţei îmbinării prin mandrinare în funcţie de gradul de mandrinare, determinat cu formula (63), pentru două dimensiuni ale ţevii (1 — ţeavă $d_2 \times s = 102 \times 5,75$ mm, mandrinată în locaşul cilindric al unei plăci tubulare $s_p = 30$ mm; 2 — ţeavă $d_2 \times s = 37,5 \times 3$ mm, mandrinată în locaşul cilindric al unei plăci tubulare $s_p = 25$ mm). Se precizează că dependenţele respective au fost obţinute pe cale experimentală.

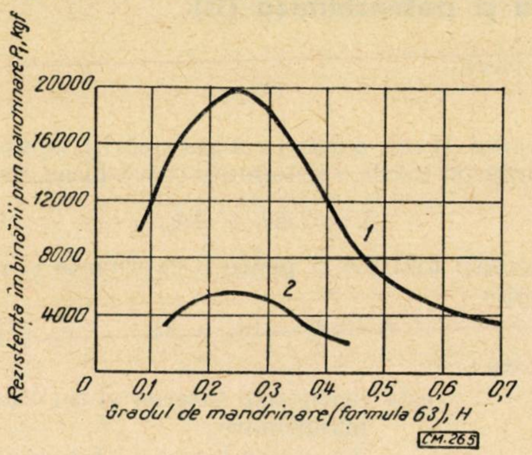


Fig. 9

După cum se vede, pentru cazurile concrete reprezentate în această figură, îmbinarea prin mandrinare are cea mai mare rezistenţă (şi etanşeitate — se menţionează în lucrarea [7]) pentru $H = 15 \div 35\%$. Pentru $H < 15\%$ mandrinarea este insuficientă (submandrinare), iar pentru $H > 35\%$ se constată prezenţa fenomenului de supramandrinare [1 — 4], [7], [10], [18], [19], rezistenţa şi etanşeitatea îmbinării scăzînd cu creşterea gradului de mandrinare.

Aşadar, pentru a realiza o mandrinare de bună calitate este necesar ca gradul de mandrinare să se încadreze într-un anumit interval (să aibă o valoare optimă) şi acest lucru se poate obţine numai printr-un control permanent şi minuţios al operaţiei de mandrinare.

Un control obiectiv al gradului de mandrinare se poate face numai dacă se folosesc mandrine speciale, automatizate, cu dorn prelungit, pe care este fixată o anumită scală prevăzută cu vernier. Pe măsura deplasării relative a dornului faţă de corpul mandrinei, se deplasează şi vernierul, astfel că în orice moment se poate citi care este gradul de mandrinare atins.

În tabela 6 este prezentată o sinteză a valorilor optime recomandate în literatura de specialitate pentru gradul de mandrinare determinat fie cu formula (62), fie cu formula (63), precum şi unele observaţii privind exactitatea redării acestor din urmă formule în diferite surse bibliografice. Sînt de asemenea prezentate unele precizări şi recomandări cuprinse în unele lucrări privind criteriile de alegere a valorilor optime.

După cum se vede din tabela 6, asupra valorilor optime ale gradului de mandrinare nu există un punct de vedere comun nici măcar între doi autori sau două lucrări din aceeaşi ţară.

La mandrinarea ţevilor din cuptoarele tubulare din rafinăriile de petrol şi uzinele petrochimice, calitatea îmbinărilor prin mandrinare nu se apreciază de obicei prin intermediul gradului de mandrinare, definit anterior, ci prin creşterea diametrului interior al ţevii după mandrinare. Valorile admisibile ale acestei creşteri sînt date [1], [2], [4], [18] în tabela 7 pentru cazul $\delta = 0,75$ mm.

Studiindu-se pe cale experimentală comportarea plăcilor tubulare ale schimbătoarelor de căldură în timpul procesului de mandrinare, s-a stabilit [19] că între gradul de mandrinare şi presiunea exercitată de dornul mandrinei (prin intermediul rolelor de mandrinare) există o anumită legătură, însă totodată s-a stabilit că procesul de mandrinare depinde şi de alţi factori, ca : viteza de mandrinare, calitatea suprafeţelor ce se mandrinează, deformaţiile de alungire ale ţevilor etc.

Astfel, încercările au arătat că pentru acelaşi grad de mandrinare, calitatea îmbinării nu este independentă de valoarea vitezei de mandrinare, care la rîndul său depinde de modul cum se face mandrinarea. În practica industrială, mandrinarea se face în general în două moduri : printr-o presiune mare a rolelor de mandrinare şi turaţie redusă a dornului (viteza de mandrinare este ridicată) şi invers — printr-o presiune redusă a rolelor de mandrinare şi turaţie ridicată (viteza de mandrinare este redusă). În cazul unei viteze de mandrinare ridicate, materialul plăcii tubulare în zona imediat învecinată locaşului este puternic influenţat, pe cîtă vreme ţeava afectează deformaţii în direcţie axială mai mari decît în cazul mandrinării cu viteză redusă. Ţinînd seamă însă că la viteze mari de mandrinare se poate ajunge foarte repede la deformaţii mari, atît în placa tubulară, cît şi în ţeavă, deci la situaţii cînd procesul de mandrinare numai cu multă greutate mai poate fi stăpînit, pentru a putea respecta valorile recomandate pentru H_{opt} se indică [19] să se lucreze cu o viteză de mandrinare corespunzătoare unui avans nu mai mare de 0,2 mm/rot de dorn.

Asupra rezistenţei şi etanşeităţii îmbinărilor prin mandrinare o influenţă considerabilă o exercită calitatea suprafeţelor de contact. Cercetările experimentale au arătat [19] că etanşeitatea îmbinărilor prin mandrinare este cu atît mai bună, cu cît suprafeţele de contact sînt prelucrate mai fin, mai curat, rezistenţa lor însă creşte cu creşterea gradului de asperitate al suprafeţelor de contact. Aşadar, din punctul de vedere al etanşeităţii este mai avantajos ca

Tabela 6

Sursa bibliografică	Formula de calcul pentru *H*	Valori optime recomandate pentru gradul de mandrinare H_{opt}, %	Observaţii	
1	2	3	4	
[1], [2], [4]	corespunde formulei (63)	15–20	pentru presiuni normale	Valorile mai ridicate corespund diametrelor mai mari de ţeavă şi plăcilor tubulare confecţionate din metale mai puţin plastice faţă de metalul ţevilor.
		25–30	pentru presiuni mari	
[3]	(62)	—		
[7]	(62)	—		În lucrarea [7] gradul de mandrinare *H* se calculează cu formula (62), însă valorile recomandate pentru H_{opt} nu corespund acestei formule, ci formulei (63).
	corespunde formulei (63)	15–35		
[8]	(62)	1–2		În formula (62) în acest caz δ este înlocuit prin $1{,}25 \cdot \delta$, jocul δ considerîndu-se egal cu 0,01 din diametrul exterior al ţevii d_2 înainte de mandrinare ($\delta = 0{,}01\ d_2$).
[10]	(62)	0,8–1.4		Valorile mai mari ale lui H_{opt} corespund pereţilor groşi. În lucrarea [10] formula (62) este redată greşit.
[11]	corespunde formulei (62)	1,5–2.0		În lucrarea [11] nu se dau indicaţii cu privire la determinarea lui *H* ; se indică numai domeniul cuprinzînd valorile recomandate pentru gradul de mandrinare optim.
[17], [45]	(62)	0,5–1,2		Valorile mai mari corespund unor pereţi mai groşi şi unui metal mai plastic al ţevii, metalul peretelui locaşului fiind mai puţin plastic.
[19]	(62)	0,5–2,0		Valorile recomandate pentru H_{opt} sînt justificate de rezultatele cercetărilor experimentale prezentate în lucrarea [19].
[42]	(62)	0,7–1,6		
[44]	corespunde formulei (62)	0,8–2,46		Valorile indicate pentru H_{opt} corespund intervalului de experimentare în cazul lucrării [44], ele nefiind — toate — valori optime recomandate în practică.
[46]	corespunde formulei (62)	1,4		În lucrarea [46] nu se fac nici un fel de consideraţii privind calculul gradului de mandrinare. Se menţionează doar că valoarea optimă a gradului de mandrinare este cea indicată alăturat.
[47]	corespunde formulei (63)	15–25	în general	Se precizează că formula indicată în lucrarea [47] pentru determinarea lui *H* este incompletă, întrucît nu ţine seamă de jocul dintre ţeavă şi locaş.
		15–20	pentru ţevi din alamă şi cupru	
		18–20	pentru ţevi din oţel la presiuni joase şi mijlocii	
		20–25	pentru ţevi din oţel la presiuni înalte	
[48]	(62)	0,8–1,8		În lucrarea [48] se precizează că pentru un anumit grad de mandrinare, dat, subţierea peretelui ţevii nu trebuie să depăşească o anumită limită admisibilă.
[49]	corespunde formulei (62)	1,8–2,2		Valorile recomandate pentru H_{opt} sînt ceva mai mari decît cele recomandate de obicei în norme, însă sînt justificate de rezultatele cercetărilor experimentale publicate în lucrarea [49].

mandrinarea să se facă pe suprafeţe de calitate bună, cu presiune mare pe rolele de mandrinare şi turaţie mică la dorn (deci cu viteză de mandrinare mare). În baza acestei observaţii, în lucrarea [19] se precizează că este mai practic să se renunţe la efectul — eventual şi necontrolabil — al creşterii rezistenţei prin creşterea gradului de asperitate al suprafeţelor de contact, în scopul realizării unei etanşări mai bune şi al unui contact mai uniform între cele două suprafeţe de contact. Dacă este totuşi necesară o creştere a rezistenţei îmbinării prin mandrinare, se recomandă ca aceasta [19] să fie făcută pe alte căi, mai sigure, care nu afectează etan-

Tabela 7

Grosimea peretelui ţevii s, mm	Creşterea diametrului interior d_1 după mandrinare, mm
5,0– 6,5	3,0–3,5
6,6–10,0	3,3–4,2
10,1–12,7	4,0–4,5
12,8–14,5	4,2–4,8

șeitatea, ca: practicarea de renuri în locașurile din placa tubulară, răsfrîngerea o dată cu mandrinarea a capetelor țevilor, evazare conică, sub un anumit unghi, a capetelor țevilor deja mandrinate etc.

În legătură cu mandrinarea țevilor în locașuri cilindrice cu renuri merită a fi relevate rezultatele cercetărilor experimentale publicate în lucrarea [44], conform cărora, pentru valori mici ale gradului de mandrinare ($H = 0,5 \div 1,0\%$), îmbinările prin mandrinare cu renuri au practic aceeași rezistență ca cele lise. În aceeași lucrare [44] se ajunge la următoarele concluzii:

— pentru un același grad de mandrinare, mandrinarea lisă cu suprafața locașului prelucrată grosolan este mai rezistentă decît mandrinarea cu renuri avînd suprafața locașului prelucrată fin;

— pentru aceeași clasă de precizie a prelucrării, mandrinarea lisă cu un grad de mandrinare mai mare (1,8%) este mai rezistentă (tabela 2) decît mandrinarea cu renuri cu un grad de mandrinare mai mic (0,8%).

Pe baza concluziilor prezentate, autorul lucrării [44] recomandă renunțarea definitivă la practicarea de renuri în locașurile plăcilor tubulare. Această recomandare merită a fi reținută și studiată cu mult interes și atenție, întrucît în acest mod s-ar putea ajunge la o serioasă reducere a prețului de cost al plăcilor tubulare și, în final, al aparaturii tubulare întîlnite în rafinăriile de petrol, uzinele chimice și petrochimice și în alte domenii ale activității industriale.

În timpul procesului de mandrinare, o dată cu evazarea — la început elastică, iar apoi plastică — a țevii, apar și deformații axiale, acestea din urmă neputînd fi puse în evidență prin formulele gradului de mandrinare. Multă vreme s-a considerat că aceste deformații sînt mici și, deci, ele au fost pur și simplu neglijate. Cercetările [19], [49] efectuate în ultima vreme au arătat însă că aceste deformații pot atinge totuși valori considerabile, ele ducînd la creșteri ale lungimii țevilor cu 0,8—1,6 mm și influențînd desigur calitatea îmbinării prin mandrinare. Cum este și firesc, aceste deformații depind de proprietățile fizico-mecanice ale metalului țevilor, fiind mult mai mari în cazul țevilor din oțel moale decît în cazul țevilor din oțeluri mai dure.

Din cele expuse rezultă următoarele:

— calculînd gradul de mandrinare cu formulele (62) și (63) după creșterea diametrului interior al țevii, deformația axială a peretelui ei nu se ia în considerare;

— gradul de mandrinare nu dă nici un fel de indicație asupra modului cum trebuie desfășurat procesul de mandrinare și mai ales asupra vitezei de mandrinare, a forței de apăsare etc., acestea din urmă afectînd totuși în mod deosebit calitatea îmbinărilor prin mandrinare;

— gradul de mandrinare nu exprimă dependența calității îmbinării prin mandrinare de caracteristicile fizico-mecanice ale materialelor țevilor și plăcilor tubulare; de asemenea nu poate sesiza existența unor abateri ale caracteristicilor lor constructive și de rezistență.

Rezultă, în concluzie, că gradul de mandrinare poate servi numai ca un criteriu de verificare, care dă o apreciere relativă asupra calității îmbinărilor prin mandrinare și nicidecum nu poate fi considerat — așa cum se face în majoritatea lucrărilor [1—4], [7], [8], [10], [11], [17—19], [42], [44], [46—48] — ca indicator unic calitativ al îmbinărilor prin mandrinare.

S-a ivit astfel necesitatea introducerii unui criteriu nou de control și apreciere a calității îmbinărilor prin mandrinare, criteriu care în același timp trebuie să asigure și o productivitate ridicată a procesului de mandrinare. Drept indicator caracterizînd calitatea îmbinărilor prin mandrinare a fost admis cuplul motor aplicat la dornul mandrinei.

b) *Momentul cuplului de răsucire (cuplul motor) la dornul mandrinei.* Mandrinîndu-se țevi de diametre și grosimi de perete diferite, s-a stabilit [49] că puterea totală, consumată pentru fixarea țevilor în placa tubulară, se compune din două părți: puterea de premandrinare (consumată pentru evazarea țevii în vederea eliminării jocului δ, deci pînă la atingerea locașului din placa tubulară) și puterea de mandrinare (consumată la mandrinarea propriu-zisă). După cum se vede în diagramele experimentale reprezentate în figura 10 (I — țevi $d_2 \times s = 29 \times 2,5$ mm; II — țevi $d_2 \times s = 38 \times 3$ mm [49]) puterea de premandrinare reprezintă în medie 10—15% din puterea totală. Din figura 10 rezultă de asemenea că, o dată cu avansul dornului mandrinei, momentul cuplului de răsucire (și deci cuplul motor) crește. La un moment dat însă, corespunzător sfîrșitului procesului de mandrinare, caracterul dependenței $M_t = f(l)$ se schimbă. Datorită unei curgeri mai intense a materialului țevii în direcție axială, se observă o atenuare în creșterea momentului cuplului de răsucire (în această porțiune presiunea exercitată asupra peretelui țevii, de

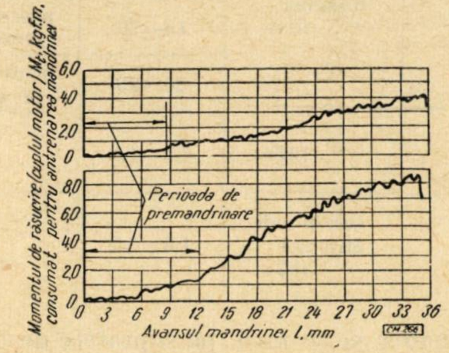
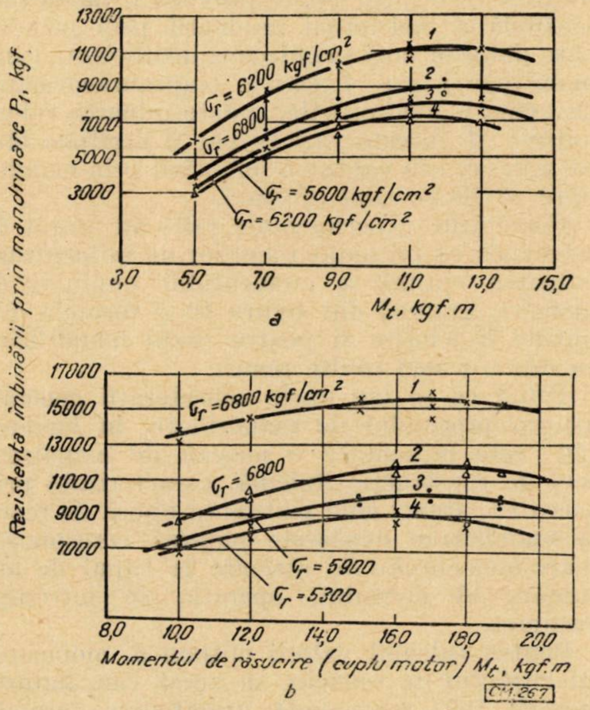


Fig. 10

către rolele de mandrinare, depăşeşte considerabil limita de curgere a materialului ţevii). În figura 11 (a—pentru ţevi $d_2 \times s = 38 \times 3$ mm ; b — pentru ţevi $d_2 \times s = 44{,}5 \times 3{,}5$ mm ; 1 — mandrinare în locaşuri cilindrice cu o singură renură ; 2, 3, 4 — mandrinare în locaşuri cilindrice fără renuri) sînt reprezentate graficele indicînd dependenţa forţei de smulgere — deci a rezistenţei îmbinării prin mandrinare — de mărimea momentului cuplului de răsucire (cuplul motor) pentru anumite valori date ale caracteristicilor mecanice ale materialului plăcilor tubulare şi ţevilor ($\sigma_{r\ ţeavă} \approx 0{,}86\ \sigma_{r\ placă}$ pentru $\sigma_c \approx 0{,}6 \div 0{,}65\ \sigma_r$). În aceste grafice se văd foarte clar valorile optime ale momentului cuplului de răsucire, valori pentru care rezistenţa îmbinărilor prin mandrinare este maximă. Se constată, de asemenea, că o dată cu scăderea rezistenţei de rupere a materialului plăcii tubulare, valorile optime ale momentului cuplului de răsucire scad, totodată deplasîndu-se spre stînga graficelor. Dependenţa arătată este confirmată de un număr mare de cercetări experimentale [49].



F g 11

Rezultă aşadar că drept indicator caracterizînd calitatea îmbinărilor prin mandrinare poate servi nu numai mărimea deformaţiilor remanente sau elastice ale materialelor ţevii şi plăcii tubulare, ci şi mărimea cuplului motor M_t necesar pentru antrenarea mandrinei. Dacă gradul de mandrinare este — aşa cum s-a arătat anterior — un indicator care dă numai o apreciere relativă asupra calităţii îmbinărilor prin mandrinare, momentul cuplului de răsucire (cuplul motor) constituie criteriul cel mai corect şi mai complet — pînă în momentul de faţă — de apreciere a calităţii îmbinărilor prin mandrinare, întrucît elimină erorile şi dezavantajele gradului de mandrinare.

Determinarea practică a momentului cuplului de răsucire (cuplul motor) optim, necesar pentru mandrinarea ţevilor de diferite diametre (însă avînd $\frac{s}{d_2} = 0{,}075 \div 0{,}1$), se poate face cu ajutorul graficului din figura 12, construit [49] pentru o valoare dată a limitei de rupere a materialului plăcii tubulare şi ţevilor (şi pentru cazul $\sigma_c \approx 0{,}6 \cdot \sigma_r$). Acest grafic, trasat pe baza datelor experimentale, este valabil numai pentru următoarele condiţii :

— adîncimea de mandrinare b (fig. 1) este egală cu grosimea plăcii tubulare $s_p = 20$ mm ;

— raportul $\frac{\sigma_{r\ placă}}{\sigma_{r\ ţeavă}}$ are o anumită valoare.

Graficul din figura 12 se poate folosi nu numai pentru diametrele indicate în el, ci şi pentru toate celelalte valori intermediare ale acestora.

Dacă în cazul rezolvărilor practice nu sînt îndeplinite cele două condiţii, se recomandă [49] ca momentul cuplului de răsucire (cuplul motor) optim să fie calculat cu formula :

$$M_t = M_t' \cdot k_r \cdot k_b, \tag{65}$$

în care :

M_t' este momentul cuplului de răsucire determinat din graficul din figura 12 pentru valorile $\sigma_{r\ placă}$ şi $d_2 \times s$ date ;

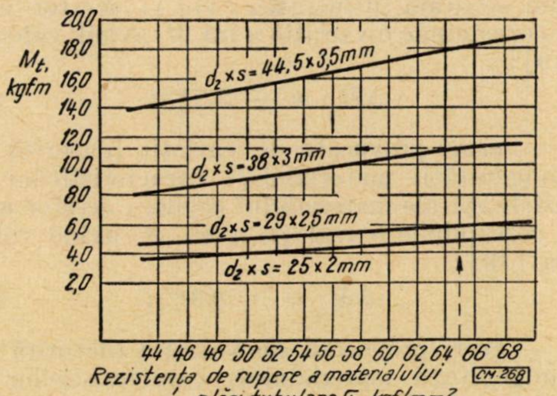


Fig. 12

k_r — coeficient de corecţie depinzînd de valorile raportului $\frac{\sigma_{r\ placă}}{\sigma_{r\ ţeavă}}$; valorile sale minime sînt date [49] în tabela 8 ;

Tabela 8

$d_2 \times s$, mm	$\frac{\sigma_r \text{ placă}}{\sigma_r \text{ țeavă}}$	Coeficientul de corecție k_r
25×2	1,0–1,1	1,05
	1,1–1,2	1,03
	1,2–1,3	1,00
	1,3–1,5	0,95
29×2,5	1,0–1,3	1,08
	1,3–1,5	1,00
	1,5–1,7	0,95
38×3	1,0–1,2	1,05
	1,2–1,3	1,00
	1,3–1,5	0,95
44,5×3,5	1,0–1,1	1,03
	1,1–1,25	1,00
	1,25–1,40	0,93

$k_b = \frac{b}{20}$ — coeficient de corecție depinzînd de raportul dintre adîncimea de mandrinare b, în mm, în cazul concret dat, și adîncimea de mandrinare $b = s_p = 20$ mm pentru care s-a construit graficul din figura 12 (aceasta presupune că s-a admis o dependență liniară a lui M_t de adîncimea de mandrinare b, bineînțeles pentru îmbinările prin mandrinare avînd $b = s_p$).

Valoarea optimă a momentului cuplului de răsucire obținută cu formula (65) nu cuprinde însă influența abaterilor tehnologice și constructive asupra calității îmbinărilor prin mandrinare și, implicit, asupra momentului cuplului de răsucire.

Erorile la determinarea momentului M_t pot fi împărțite, în general, în trei grupe :

— erori provocate de abaterile la diametrul țevilor și diametrul locașurilor (calculate așa cum se arată în lucrarea [17]); acestor erori le corespunde o variație a lui M_t avînd valoarea [49] :

$$\Delta M_{t_1} = \pm\ 2{,}2\,\% ; \qquad (66)$$

— erori provocate de variația (datorită neomogenității materialului) caracteristicilor de rezistență ale materialului țevilor ; acestor erori le corespunde o variație a lui M_t avînd valoarea [49] :

$$\Delta M_{t_2} = \pm\ 3{,}3\,\% ; \qquad (67)$$

— erori provocate de variația (datorită neomogenității materialului) caracteristicilor de rezistență ale materialului plăcilor tubulare ; acestor erori le corespunde o variație a lui M_t avînd valoarea [49] :

$$\Delta M_{t_3} = \pm\ 7\,\%. \qquad (68)$$

De menționat că valorile (66) –(68) au fost obținute pe cale experimentală pentru țevi de un anumit sortiment, fabricate conform unui anumit standard (GOST).

Eroarea totală, care determină variația momentului cuplului de răsucire pentru orice dimensiune de țeavă și placă tubulară (fabricate conform GOST), este dată de relația :

$$\Delta M_t = \sqrt{\Delta M_{t_1}^2 + \Delta M_{t_2}^2 + \Delta M_{t_3}^3} \cong \pm\, 8\,\%. \qquad (69)$$

Din figura 10 se vede că variația lui M_t în limitele ± 8% nu poate provoca o modificare sensibilă a rezistenței îmbinării prin mandrinare datorită unei mandrinări insuficiente (submandrinări) sau excesive (supramandrinări). De aceea în mod practic, la determinarea valorii optime M_t, aceste variații pot fi neglijate fără ca prin aceasta calitatea îmbinării prin mandrinare să fie sensibil afectată.

Cercetările experimentale [49] au arătat de asemenea că prezența renurilor nu influențează valoarea optimă a momentului cuplului de răsucire, graficul din figura 12 și formula (65) putînd fi folosite și pentru cazul mandrinării cu una sau mai multe renuri.

După ce se fac unele considerații generale asupra procesului de mandrinare, în lucrarea [50] este prezentată o mașină de mandrinat țevi de construcție italiană, caracterizată prin aceea că, atunci cînd rezistența opusă de țeavă la mandrinare depășește puterea corespunzătoare momentului de răsucire la capul de antrenare al dornului, operația se întrerupe automat.

Pentru calculul valorii optime a momentului cuplului de răsucire în acest caz, autorul lucrării [50] recomandă următoarea formulă empirică, valabilă pentru mandrinarea țevilor din oțel moale :

$$M_t = 0{,}075 \cdot d_1^{1,25} \cdot s^{0,7}, \qquad (70)$$

în care :

M_t este momentul cuplului de răsucire, kgf.m ;
d_1 — diametrul interior al țevilor din oțel moale, mm ;
s — grosimea peretelui țevilor, mm.

Formula (70) a fost obținută — așa cum se arată în lucrarea [50] — în urma unei îndelungate experimentări ; ea corespunde exigențelor practice și dă deplină certitudine că mandrinarea țevii este completă atunci cînd mașina se oprește.

Coeficienții numerici introduși în formula (70) sînt rezultatul a mii de încercări, ceea ce l-a determinat pe autorul lucrării [50] să-i considere de necontestat și să recomande luarea lor în considerație fără nici o rezervă.

Dacă se mandrinează țevi din oțeluri aliate, evident se poate admite că forma formulei (70) nu se schimbă, însă coeficienții numerici fără îndoială vor avea alte valori.

S-au făcut cercetări experimentale nu numai pentru determinarea momentului cuplului de răsucire optim la mandrine, ci și pentru stabilirea dependenței acestui moment de conicitatea dornului mandrinei [46]. În acest scop s-au folosit mandrine standard cu trei role de mandrinare şi trei role de răsfrîngere, dispuse în linie, dornurile avînd două conicităţi 1 : 18 şi 1 : 25.

Analiza datelor experimentale obţinute pentru $H = 1{,}4\%$ în cazul mandrinării ţevilor $d_2 \times s = 76 \times 6$ mm în plăci tubulare $s_p = 40$ mm cu două renuri a condus la următoarele rezultate :

$M_t = 4\,000$ kgf·cm pentru dornul cu conicitatea 1 : 25 ;

$M_t = 5\,500$ kgf·cm pentru dornul cu conicitatea 1 : 18.

Deşi timpul total de mandrinare şi măsurare în cazul mandrinelor al căror dorn are conicitatea 1 : 25 este cu circa 15% mai mare decît în cazul mandrinelor al căror dorn are conicitatea 1 : 18, autorul lucrării [46] recomandă folosirea în exclusivitate a primului tip, întrucît acesta necesită un moment al cuplului de răsucire mai mic (deci un motor de antrenare mai mic), ceea ce face ca lunecarea relativă dintre dorn şi role să se reducă, funcţionarea să devină mai uniformă, iar uzura mai lentă.

Analizînd datele experimentale prezentate în lucrarea [49] se poate preciza în plus că, pentru o aceeaşi valoare optimă a momentului cuplului de răsucire şi acelaşi cuplu ţevi-placă tubulară, gradul de mandrinare obţinut a avut valori ceva mai ridicate decît cele recomandate de obicei în norme (în loc de 1,4—1,8%, pentru H s-au obţinut valori între 1,8 şi 2,2%). De altfel prin măsurările efectuate s-a constatat că o creştere a lui H de la 2,2 la 2,5% nu a dus la o creştere sensibilă a eforturilor radiale remanente care comprimă ţeava sau o slăbire a rezistenţei îmbinării prin mandrinare.

Din cele prezentate se desprind cîteva concluzii interesante, şi anume :

1. Prin aplicarea unui cuplu motor controlat la antrenorul dornului mandrinei se obţin îmbinări prin mandrinare (între ţevi şi plăcile tubulare) de înaltă calitate şi uniforme ca rezistenţă.

2. Se poate trece la realizarea şi în ţara noastră a unor maşini automate de mandrinat ţevi, la care procesul de mandrinare este controlat. Vechea metodă de mandrinare, la care calitatea îmbinării depindea exclusiv de calificarea muncitorului, a fost înlocuită printr-un procedeu nou, mai avansat.

3. Variaţiile cuplului motor ($\sim \pm 8\%$) datorite abaterilor caracteristicilor constructive şi de rezistenţă ale ţevilor şi ale plăcilor tubulare nu pot duce la submandrinări sau supramandrinări.

4. Aprecierea calităţii îmbinărilor prin mandrinare în raport cu cuplul motor consumat la antrenarea dornului mandrinei este mai justă decît cea bazată pe gradul de mandrinare. Aceasta pentru că de fapt metoda cuplului motor se bazează pe măsurarea lucrului mecanic consumat pentru deformarea materialului ţevii şi a plăcii tubulare, în timp ce metoda gradului de mandrinare se bazează pe măsurarea deformaţiei radiale numai a ţevii, fără însă a ţine seamă şi de deformarea metalului în lungul axei acesteia.

5. Mandrinarea ţevilor pe baza valorii optime a cuplului motor conduce la îmbinări avînd un grad de mandrinare mai mare decît cel recomandat obişnuit de norme. De aceea se recomandă revizuirea normelor existente [42] şi sporirea valorilor optime ale gradului de mandrinare pînă la 2,2%.

6. S-a demonstrat practic că în prezent este necesară modificarea normelor existente [42], în locul gradului de mandrinare fiind necesară introducerea unui criteriu nou de control al îmbinărilor prin mandrinare, şi anume valoarea cuplului motor aplicat la dornul mandrinei.

7. Nu s-a studiat încă dependenţa momentului cuplului de răsucire (cuplul motor) de numărul de role (de mandrinare sau răsfrîngere), de adîncimea de mandrinare şi de tipul sau forma răsfrîngerii capetelor.

Concluzii şi recomandări

a) Metoda de proiectare (sau verificare) a îmbinărilor prin mandrinare bazată pe inegalitatea (17) este fundamentată din punct de vedere teoretic, se pretează foarte bine cercetărilor experimentale de laborator, uzină sau şantier de montaj, şi poate reda în mod separat, pe de o parte, condiţia de verificare la etanşeitate şi, pe de altă parte, condiţia de rezistenţă a îmbinărilor prin mandrinare. Pentru punerea la punct a acestei metode este necesar însă să se treacă la o cercetare amănunţită a comportării — în condiţii de probă şi regim, cu sau fără temperatură — a aparaturii tubulare cu fascicul mandrinat de construcţie românească.

b) Expresia (1) redă de fapt numai condiţia de etanşeitate a îmbinărilor prin mandrinare. Cu toate acestea, pînă la elaborarea unei metode de calcul corespunzătoare cerinţelor şi exigenţelor nivelului actual al practicii de proiectare, se consideră că condiţia de verificare a îmbinărilor prin mandrinare, exprimată prin expresia (1), poate fi încă utilizată în proiectare, însă totodată se recomandă efectuarea de determinări experimentale în vederea stabilirii unor valori q_{lim} mai ridicate, care să corespundă condiţiilor reale din uzinele noastre constructoare de aparatură tubulară şi să contribuie la creşterea calităţii producţiei.

c) Condiţia de verificare (11), recomandată şi de norma MIPC NID — 2550—62 [42], nu corespunde modului de lucru al îmbinărilor prin mandrinare şi nu poate fi susceptibilă nici unei interpretări analitice riguroase. În consecinţă se recomandă ca mai departe să se renunţe la această metodă de calcul a îmbinărilor prin mandrinare.

d) Metoda analitică prezentată comportă discuţii serioase în legătură cu ipotezele de calcul adoptate şi cel puţin în aceeaşi măsură în legătură cu unele neconcordanţe semnalate anterior. Din această cauză se recomandă ca această metodă să fie utilizată numai în unele calcule de verificare, în scop informativ, „calculul fiind acoperitor" [11].

e) Dacă din punctul de vedere al preciziei calculelor şi ipotezelor admise, metoda analitică prezentată este — după părerea autorului — nesatisfăcătoare faţă de cerinţele actuale ale practicii de proiectare, din punct de vedere calitativ unele din rezultatele obţinute cu această metodă sînt valoroase şi în deplină concordanţă cu rezultatele experimentale. În acest sens trebuie menţionate următoarele concluzii mai importante :

— la funcţionarea în regim presiunea de contact este distribuită neuniform pe suprafaţa de contact ţeavă-locaş, deci anumite zone ale îmbinării prin mandrinare vor fi mai solicitate decît alte zone ;

— forţa de smulgere şi, deci, rezistenţa îmbinării prin mandrinare creşte o dată cu creşterea adîncimii de mandrinare pînă la o anumită valoare, însă peste această valoare — care urmează să fie determinată pe cale experimentală sau analitică — creşterea adîncimii de mandrinare practic nu mai are nici o influenţă asupra rezistenţei îmbinării prin mandrinare.

f) De menţionat că metoda analitică prezentată la lucrarea de faţă reuşeşte să precizeze o ordine logică şi normală de calcul a îmbinărilor prin mandrinare. Pe baza analizei expuse în lucrarea de faţă, autorul consideră că prin corectarea în mod corespunzător a ipotezelor admise şi a calculelor respective, precum şi prin corelarea rezultatelor acestor calcule cu rezultatele unor determinări experimentale, metoda analitică prezentată poate constitui o bază de proiectare care să răspundă destul de bine cerinţelor şi exigenţelor actuale ale practicii de proiectare.

g) Criteriul cel mai corect şi mai complet pînă în momentul de faţă de apreciere a calităţii îmbinărilor prin mandrinare este momentul cuplului de răsucire (cuplul motor) transmis dornului mandrinei. Prin aplicarea acestui criteriu se asigură totodată o productivitate ridicată a procesului de mandrinare. Gradul de mandrinare poate servi numai ca un criteriu de verificare, care dă o apreciere relativă asupra calităţii îmbinărilor prin mandrinare şi nicidecum nu poate fi considerat ca indicator unic calitativ al îmbinărilor prin mandrinare.

h) Din analiza dependenţei momentului cuplului de răsucire de factorii care îl determină au fost desprinse următoarele concluzii mai importante:

— determinarea valorii optime a momentului cuplului de răsucire se poate face grafic, grafoanalitic sau analitic, cu ajutorul graficelor şi formulelor cuprinse în lucrarea de faţă ;

— prin aplicarea unui cuplu motor controlat la antrenorul dornului mandrinei se obţin îmbinări prin mandrinare de înaltă calitate şi uniforme ca rezistenţă ;

— mandrinele al căror dorn are o conicitate mai mare necesită un moment al cuplului de răsucire mai mic (deci un motor de antrenare mai mic), ceea ce conduce la o lunecare redusă între dorn şi role şi, în consecinţă, la o funcţinare mai uniformă şi o uzură mai lentă ;

— variaţia cuplului motor datorită abaterilor caracteristicilor constructive şi de rezistenţă ale ţevilor şi ale plăcilor tubulare, practic, nu duce la submandrinări sau supramandrinări ;

— prezenţa renurilor nu influenţează sensibil valoarea optimă a momentului cuplului de răsucire (cuplul motor), graficele şi formulele indicate anterior putînd fi folosite şi pentru cazul mandrinării cu una sau mai multe renuri ;

— mandrinarea ţevilor cu ajutorul unor maşini automatizate pe baza valorii optime a cuplului motor conduce la îmbinări avînd un grad de mandrinare mai mare decît cel recomandat obişnuit în norme ;

— este necunoscută încă dependenţa cuplului motor de numărul de role (de mandrinare şi de răsfrîngere), de adîncimea de mandrinare etc.

i) Acolo unde se lucrează încă pe baza gradului optim de mandrinare, se recomandă să se aibă în vedere următoarele :

— viteza de mandrinare nu trebuie să fie mai mare decît cea corespunzătoare unui avans de 0,2 mm/rot de dorn ;

— să se renunţe la efectul — eventual şi necontrolabil — al creşterii rezistenţei îmbinării prin mandrinare prin creşterea gradului de asperitate al suprafeţelor de contact, în scopul realizării unei etanşări mai bune şi al unui contact mai uniform între cele două suprafeţe de contact ;

— valorile optime ale gradului de mandrinare pot fi sporite pînă la 2,2% pentru cazul cînd H_{opt} se calculează cu formula (62).

j) După cum s-a văzut, în general, practicarea renurilor se recomandă numai atunci cînd rezistenţa îmbinării nu poate fi asigurată prin mandrinare lisă cu răsfrîngere la ambele capete. Din analiza prezentată anterior rezultă însă că, pentru valori mici ale gradului de mandrinare, practic renurile nu au nici o influenţă asupra rezistenţei îmbinărilor prin mandrinare, iar pentru valorile obişnuite ale gradului optim de mandrinare se realizează o sporire a rezistenţei îmbinării prin mandrinare în medie de numai 10—15%. În consecinţă, autorul susţine punctul de vedere prezentat în lucrarea [44] şi recomandă renunţarea definitivă la practicarea de renuri în locaşurile plăcilor tubulare. În acest fel s-ar putea ajunge la o serioasă reducere a preţului de cost al plăcilor tubulare şi, în final, al aparaturii tubulare.

k) Se recomandă reducerea — mai ales pe seama adaosului de coroziune — a grosimii minime a plăcii tubulare în cazul aparatelor de schimb de căldură cu fascicul tubular mandrinat, de la 24 mm la 21—22 mm. Se poate valorifica în acest mod o importantă rezervă internă privind economia de materiale, foarte importantă mai ales în cazul materialelor deficitare.

l) Se recomandă revizuirea şi modificarea normelor existente în ţara noastră pentru calculul aparaturii tubulare cu fascicul mandrinat (de exemplu norma MIPC NID — 2550—62 [42]), în ce priveşte atît criteriul de control al îmbinărilor prin mandrinare (indicator calitativ al îmbinărilor prin mandrinare să fie cuplul motor aplicat la dornul mandrinei), cît şi metoda de calcul la rezistenţă şi etanşeitate.

---

[1] *Vihman, I. L., Babiţki, I. F., Volfson, S. I.* Rasciot konstruirovanie neftezavodskoi apparaturî. Moscova — Leningrad, Gostoptehizdat, 1953.
[2] *Teodorescu, Şt.* Construcţia şi calculul mecanic al aparaturii statice din instalaţiile de prelucrare a ţiţeiului şi petrochimice. Bucureşti, Tipografia învăţămîntului, 1956.
[3] *Berman, S. S.* Teploobmennîe apparatî i kondensaţionnîe ustroistva turboustanovok. Moskva, Maşghiz, 1959.
[4] *Konstantinov, A. N., Samsonov, N. A., Veiţman, M. A., Ivaneţ, K. I.* Apparatî i oborudovanie neftepererabatîvaiuşcih zavodov (Rasciot i konstruirovanie). Moskva, Gostoptehizdat, 1960.
[5] *Hobler, T.* Ruch ciepla i wymienniki. Varşovia, 1959.
[6] *Domaşnev, A. D.* Konstruirovanie i rasciot himiceskih apparatov. Moskva, Maşghiz, 1961.
[7] *Antikain, P. A., Aronovici, M. S., Baklastov, A. M.* Rekuperativnîe teploobmennîe apparatî. Moskva-Leningrad, Gosenergoizdat, 1962.
[8] *Leibo, A. N., Hesin, Z. B., Cerniak, I. S.* Spravocinik mehanika neftepererabatîvaiuşcego zavoda. Moskva, Gostoptehizdat, 1963.
[9] * * * Instrucţiuni tehnice pentru construirea, repararea, instalarea şi exploatarea cazanelor de abur. C 1—58, DGMSI, ISCIR. ESIP, 1963.
[10] *Florea, Gh., Ilişiu, D.* Montarea utilajelor tehnologice industriale. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
[11] *Perţev, L. P.,* Dolinski, V. M. Rasciot procinosti valţovocinogo soedineniia trubî s trubnoi reşetkoi teploobmennogo apparata. În : Himiceskoe i neftianoe maşinostroenie, sept 3, 1964.
[12] *Antoşin, A. N.* Sbornik „Za novoe sovetskoe energooborudovanie". Leningrad, ŢKTI, 1939.
[13] *Nadai, A. D.* În : Trans. ASME **65**, 1943, 865—880.
[14] *Goodier, I. N.* Trans. ASME **65**, 1943, 489—496.
[15] *Sachs, G.* În : Journal of Applied Mechanics **14**, nr. 4, 1947.
[16] *Grimson, E. D.* În : Trans. ASME **65**, 1943, 497—505.
[17] *Weiss, G.* Criterii pentru determinarea dimensiunilor şi toleranţelor locaşurilor la îmbinările mandrinate. În : Construcţia de maşini **XV**, nr. 11—12, 1963.
[18] *Vihman, G. L. Kruglov, S. A.* Osnovî konstruirovaniia apparatov i maşin neftepererabatîvaiuşcih zavodov. Moskva, Gostoptehizdat, 1962.
[19] *Förster, P.* Rohrbodenuntersuchung beim Einwalzen von Rohren. În : Wissenschaftliche Zeitschrift der technischen Hochschule Otto von Guericke Magdeburg, **VII**, 3/4, Magdeburg, 1963.
[20] *Şirokov, S. I.* Kotelnoe proizvodstvo. Moskva- Sverdlovsk, Maşghiz, 1960.
[21] *Kicighin, M. A., Kostenko, G. N.* Schimbătoare de căldură şi instalaţii de vaporizare. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.
[22] *Iakovlev, I.V.* Rasciot usilii v teploobmennîh apparatah. Kand. diss. Harkov, Harkovski aviaţionnîi institut, 1949.
[23] *Ivanov, O. N.* Issledovanie kruglîh perforirovannîh plastinok i trubnîh reşetok teploobmennikov. Kand. diss. Moskva, MIHM, 1958.
[24] *Horway, G.* Thermal stress in perforated plates. Proc. of the first U. S. Nation Congress of appl., 1951.
[25] *Horway, G.* Bending of honeycombs and perforated plates. În : Journal of Applied Mechanics, 1, 1952.
[26] *Horway, G.* The plane stress problem of perforated plates. In : Journal of Applied Mechanics. 3, 1952.
[27] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design. In : Journal of Applied Mechanics, **15**, 4, 1948.
[28] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design — 2. Fixed tube sheets. In : Journal of Appliede Mechanics, **19**, 2, 1952.
[29] *Iakovlev, I. V.* K rasciotu teploobmennîh apparatov. Trudî Harkovskogo aviaţionnogo instituta, vîp, 15, 1954.
[30] *Kovalski, B. S.* Rasciot usilii v teploobmennîh aparatah. Injenernîi sbornik, tom **VI**, 1950.
[31] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design — 2. Fixed tube sheets. In : Trans. ASME, **74**, 1952 (author's closure).
[32] *Gardner, K. A.* Heat exchanger tube sheet design — 2. Fixed tube sheets. In : Trans. ASME, **74**, 1952 (discussion).
[33] *Malkin, I.* Notes on theoretical basis for design of tube sheets of triangular layout. In : Trans. ASME, aprilie, **1952.**
[34] *Malkin, I.* Notes on theoretical basis for design of tube sheets of triangular layout. In : Trans. ASME **74**, 3, 1952 (discussion).
[35] *Miller, K.A.G.* The design of tube plates in heat exchangers. In : Proc. of Inst. Mech. Engrs. **13**, 6, 1952.
[36] *Yi Yuan Yu.* Rational analysis of heat exhangers tube sheet stresses. In : Journal of Applied Mechanics, **23**, 3, 1956.
[37] *Ivanov, O. N.* K rasciotu trubnîh reşetok teploobmennikov s plavaiuşcimi golovkami s uciotom temperaturnîh napriajenii. In : Himiceskoe maşinostroenie, 6, 1960.
[38] *Ivanov, O. N.* Temperaturnîe napriajeniia v trubnîh reşetkah teploobmennikov s U-obraznîmi trubkami. In : Himiceskoe maşinostroenie, 5, 1959.
[39] *Ivanov, O. N.* Temperaturnîe napriajeniia v trubnîh reşetkah teploobmannikov jestkoi konstrukţii. In : Himiceskoe maşinostroenie, 6, 1959.
[40] *Ivanov, O. N.* K rasciotu trubnîh reşetok teploobmannikov s linzovîmi kompensatorami. In : Himiceskoe maşinostroenie, 2, 1961.
[41] *Kovalski, B. S.,* Marincev, R. B. Jestkost trubnîh reşetok teploobmennîh apparatov. In : Himiceskoe maşinostroenie, 2, 1959.
[42] * * * MIPC, NID-2550—62, Aparatură pentru industria chimică şi petrolieră. Plăci tubulare. Prescripţii de calcul.
[43] *Rubin, F. L.* Wiht are the differences New tema standards compared to old. In : Petroleum Refiner **40**, 6, 1961.
[44] *Murarov, A. P.* Issledovanie procinosti i plotnosti valţovocinîh soedinenii. In : Sudostroenie **26**, 11, 1960.
[45] *Zaidel, V. A.* Montarea echipamentului de cazane. Bucureşti, Editura tehnică, 1957.
[46] *Smirnov, G. M.* Neobhodimîi krutiaşcii moment dlia valţovaniia trub. In : Energhetik **3**, 11, 1955.
[47] *Kovar, Z.* Zavalcovani trubek v trubkovnicich chemickych aparatu tepelnych vymeniku a parnich kotlu. In : Strojirenska Vyroba **10**, 11, 1962.
[48] *Volodarski, S. M.* Remont sudavîh parovîh kotlov. Leningrad, Sudpromghiz, 1956.
[49] *Lukovkin, A. I.* Upravliaemîi proţess razvalţovki trub. In : Sudostroenie, 9, 1959.
[50] *Storace, G.* La mandrinatura dei tubi. In : Macchine, 9, 1961.
[51] *Şirokov, S. I.* Cartea cazangiului.Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
[52] *Rabinovici, V. I.,* Marcenko, A. L. O ţeleoobraznosti valţovki v soedineniiah tonkostennîh trub s tolstîmi listami. In : Avtomaticeskaia svarka **15**, nr. 3, 1962.
[53] *Davidescu, Al., Mucica, H.* Schimbul de căldură în instalaţiile industriale. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

CZ 621.791.75

Considerații asupra unor fenomene la amorsarea jetului de plasmă

ALEXANDRU VAS, DAVID POPOVICI și LEONARD LIPOVAN

1. Amorsarea jetului de plasmă, deși pare o operație simplă, poate fi cauza multor dificultăți la aplicarea acestui procedeu. Pentru remedierea acestui fapt s-a efectuat un studiu care a elucidat unele din fenomenele care au loc la amorsarea jetului de plasmă, indicînd modificările necesare în instalația experimentală, pentru ca operația de amorsare să decurgă în bune condiții.

Se reamintește că în terminologia propusă de delegația Regatului Unit la Institutul Internațional de Sudură (I. I. S.), publicată în documentul XII-189-63 [1], se precizează că primele arzătoare pentru tăiere au folosit arcul transferat denumit "arc de plasmă", adică arcul care în timpul amorsării între electrod și piesă trece printr-un ajutaj de gîtuire. În figura 1 este redată schema unui arc de plasmă.

Pentru ușurarea amorsării arcului de plasmă se folosește un arc pilot de 10-20 A, care se menține între electrod și ajutaj și pe care scurgerea de gaz (argon, argon + azot, argon + hidrogen etc.) îl suflă afară, apărînd ca un jet luminos la capătul ajutajului. Acesta este jetul de plasmă. În figura 2 este redată schema unui jet de plasmă.

Atît arcul, cît și jetul de plasmă, pot fi folosite la tăierea metalelor.

Conform datelor din literatură, jetul de plasmă se poate amorsa folosind generatoare de înaltă frecvență sau, în lipsa acestora, prin scurtcircuitarea electrozilor sau prin alte metode.

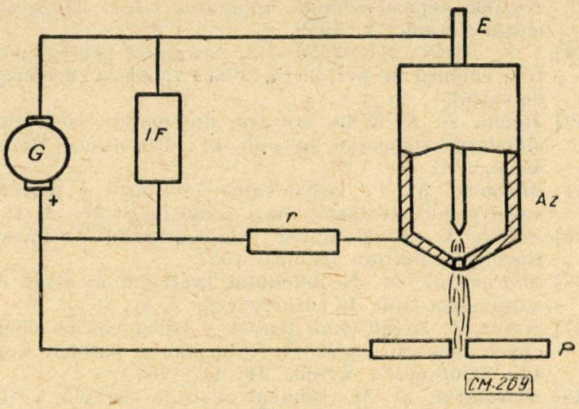


Fig. 1

Ca sursă de curent se recomandă redresoare sau generatoare de curent continuu care să asigure o tensiune de mers în gol de aproximativ 100 V.

Pe baza acestor date, la prima instalație experimentală realizată la Secția de sudură a Bazei de cercetări științifice din Timișoara a Academiei Republicii Socialiste România [2] s-au conectat în serie două generatoare de sudură tip GES-500 fabricate în țară, amorsarea făcîndu-se prin scurtcircuitare.

Dificultățile semnalate la început au constat în aceea că, în timpul funcționării, generatoarele se dezexcitau, curenții de scurtcircuitare la amorsare erau foarte mari, cum și în faptul că cele două generatoare nu au fost folosite la întreaga lor capacitate.

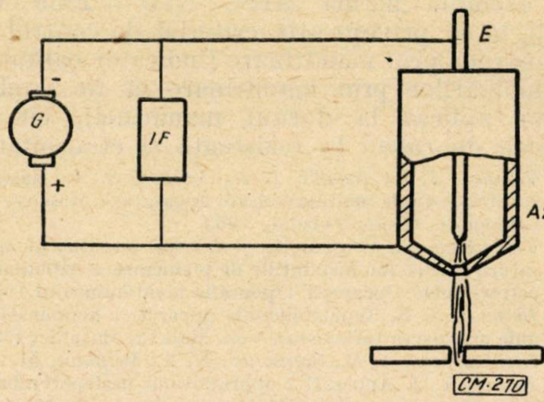


Fig. 2

Amorsarea jetului de plasmă prin scurtcircuitare constă în legarea directă a celor doi electrozi (în acest caz electrod și ajutaj) pe un interval de timp foarte scurt, fie prin apropierea electrodului de ajutaj, fie prin contactul realizat între electrod și ajutaj în urma introducerii unei inserții de grafit.

2. Pentru amorsarea jetului de plasmă trebuie ca spațiul dintre electrod și ajutaj să fie ionizat [3]. Aceasta impune crearea anumitor condiții în spațiul respectiv, care să fie satisfăcute în momentul desfacerii scurtcircuitării, și anume: temperatură înaltă și cîmp electric de mare intensitate.

Mărimea temperaturii este determinată în mare parte de valoarea curentului care trece prin rezistența formată de contactul dintre electrodul de wolfram și ajutaj, sau prin inserția de grafit și electrodul de wolfram. Natural că cele două capete în atingere se încălzesc proporțional cu pătratul curentului de scurtcircuit. Din punctul de vedere al încălzirii electrodului de wolfram, vîrful de curent în timpul scurtcircuitării acționează favorabil. Totuși, este necesar ca valoarea acestui curent să fie limitată pentru a înlătura supraîncălzirea electrodului de wolfram, a ajutajului sau a inserției de grafit, care duce la deteriorarea părților componente ale arzătorului.

Se menționează că la începutul experimentărilor, datorită valorilor mari ale curenților de scurtcircuit, au fost cazuri cînd, ca o consecinţă a deteriorării ajutajului, amorsarea jetului de plasmă era practic imposibilă.

Valoarea cîmpului electric care se creează în timpul îndepărtării electrodului sau a inserţiei de grafit depinde de tensiunea aplicată, cum şi de poziţia relativă a electrodului în timpul desfacerii scurtcircuitării. Rezultă deci că valoarea intensităţii cîmpului electric care acţionează asupra catodului (electrodului de wolfram) este variabilă în timp, depinzînd atît de viteza de restabilire a tensiunii date de sursă, cît şi de viteza de îndepărtare a electrodului sau a inserţiei de grafit din momentul desfacerii scurtcircuitării. Deci, în condiţiile amorsării jetului de plasmă este necesar ca, după scurtcircuitare, tensiunea sursei să crească cît mai repede la o anumită valoare pentru a crea un cîmp electric suficient de puternic, care să ajute emisia de electroni şi să contribuie la ionizarea spaţiului.

Viteza de creştere a tensiunii fiind legată de inerţia electromagnetică a sursei, rezultă că şi în cazul amorsării jetului de plasmă, întocmai ca în cazul amorsării arcului electric la sudare, se impune ca sursele de curent să aibă asemenea însuşiri încît, la trecere bruscă de la scurtcircuit la mers în gol, să asigure obţinerea unei anumite tensiuni într-un timp cît mai scurt.

Deoarece viteza cu care se îndepărtează electrodul sau inserţia de grafit tg α_s (factor subiectiv) este cu mult mai mică decît viteza de creştere a tensiunii pe care o asigură sursa tg α_U, reiese că în intervalul de timp în care se restabileşte tensiunea la o anumită valoare, spaţiul parcurs de inserţie sau de electrod va fi foarte mic (0,2 mm) şi deci factorul subiectiv nu are influenţă.

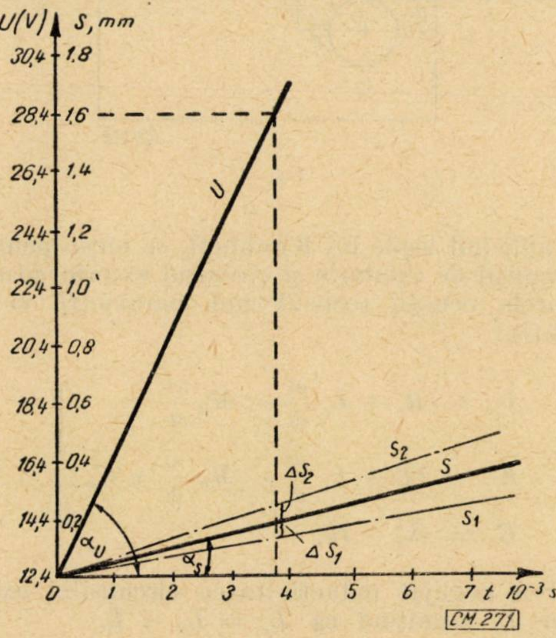


Fig. 3

Aşadar, pentru a realiza într-un timp scurt un cîmp electric puternic în jurul catodului, trebuie ca parametrii întregului circuit electric, inclusiv ai sursei, să asigure o creştere a tensiunii într-un timp cît mai scurt, iar construcţia elementelor arzătorului să asigure în jurul catodului un cîmp electric cît mai concentrat. Pe măsura îndeplinirii acestor condiţii, amorsarea jetului de plasmă va fi mai uşoară şi deci va fi posibilă limitarea curentului de scurtcircuit la valori mai mici.

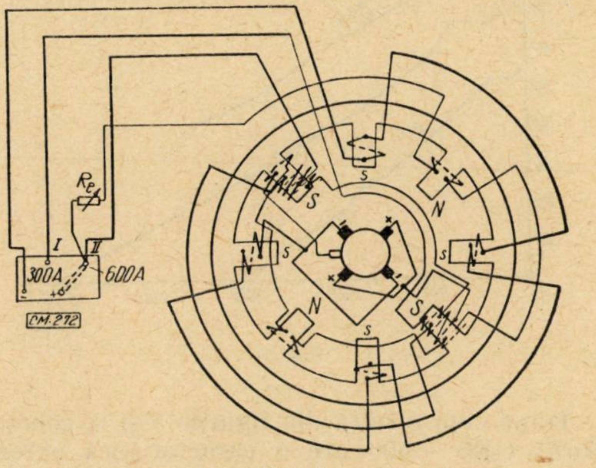


Fig. 4

3. În cele ce urmează se analizează influenţa parametrilor din circuitul electric, în scopul realizării amorsării jetului de plasmă.

Drept sursă de alimentare s-a folosit grupul compus din motor asincron şi generator de curent continuu, tip GES — 500. Generatorul grupului destinat sudării manuale are o excitaţie în derivaţie şi una în serie antagonistă. Schema înfăşurărilor este redată în figura 4.

Excitaţia în derivaţie este alimentată de la una din periile principale şi de la o perie auxiliară, între care tensiunea este practic constantă, de la mersul în gol pînă la scurtcircuit. Acest fapt se explică prin aceea că fluxul, care este înlănţuit cu porţiunea înfăşurării indusului de pe care se culege tensiunea de alimentare a înfăşurării de excitaţie derivaţie, străbate poli de secţiune mică, deci saturaţi, şi de aceea este constant. Fluxul antagonist serie şi reacţia indusului în zona respectivă sînt de sensuri contrare şi de mărimi practic egale, astfel încît fluxul iniţial nu este afectat de încărcarea maşinii. Caracteristica exterioară este căzătoare, din cauza fluxului antagonist serie şi a fluxului de reacţie a indusului, care pe cealaltă jumătate de talpă polară se scad din fluxul iniţial.

Tensiunea de mers în gol se reglează cu reostatul R_e din circuitul de excitaţie al înfăşurării în derivaţie.

Prin intercalarea unei rezistenţe variabile în circuitul generatorului, s-au determinat caracteristicile exterioare atît pentru poziţia *I* (fig. 5), cît şi pentru poziţia *II* (fig. 6) a generatorului de sudură tip GES — 500. Curenţii de excitaţie sînt 9, 15, şi 25,5 A.

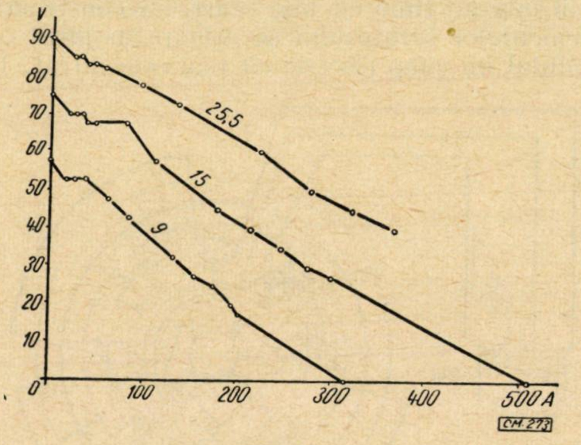


Fig. 5

După cum rezultă din figurile 5 şi 6, generatorul GES — 500 are o caracteristică exterioară căzătoare, şi anume mai căzătoare în poziţia *I* şi mai rigidă în poziţia *II*.

Cunoscînd caracteristicile exterioare ale sursei de curent, reiese clar de ce, la primele încercări cu două generatoare GES — 500 (în poziţia *II*) legate în serie, amorsarea jetului de plasmă era practic imposibilă. Pentru obţinerea tensiunii de 100 V la mers în gol, curentul de excitaţie este de 9 A, iar curentul de scurtcircuit fiind de 315 A, jetul de plasmă s-a aprins. În poziţia *II*, la un curent de excitaţie de 9 A, curentul de scurtcircuit trece peste 600 A, inserţia se topeşte şi astupă orificiul ajutajului care se deteriorează. La deteriorarea ajutajului s-a ajuns şi cînd s-a încercat amorsarea jetului de plasmă prin apropierea electrodului de ajutaj.

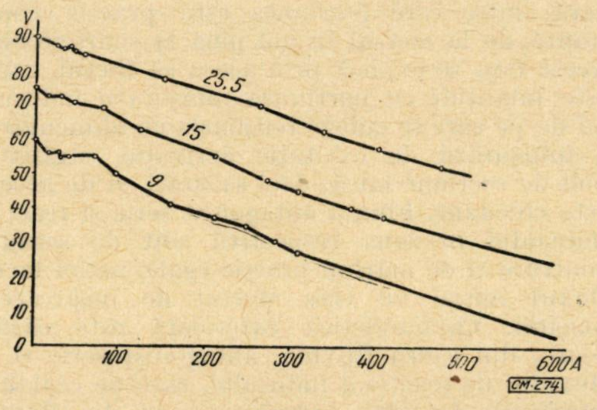


Fig. 6

Avînd în vedere cele expuse, s-a pus problema limitării curentului de scurtcircuit la amorsarea jetului de plasmă chiar cu un singur generator.

4. În figura 7 este redată schema de principiu a generatorului GES — 500.

Notînd cu :

U_e — tensiunea la bornele circuitului de excitaţie, V;
U_a — tensiunea jetului de plasmă, V;
i — intensitatea curentului de excitaţie, A;
I — intensitatea curentului generatorului (circuitului exterior), A;
E — tensiunea electromotoare a generatorului, V;
L_a — inductanţa indusului în serie cu bobinele polilor auxiliari, H;
L_{sa} — inductivitatea bobinei serie antagoniste, H;
L_e — inducţia circuitului de excitaţie, H;
M_o — inductanţa mutuală dintre bobina de excitaţie şi bobina serie antagonistă, H;
R_e — rezistenţa reostatului circuitului de excitaţie, Ω;
L — inductanţa circuitului exterior, H;
R — rezistenţa circuitului exterior, Ω,

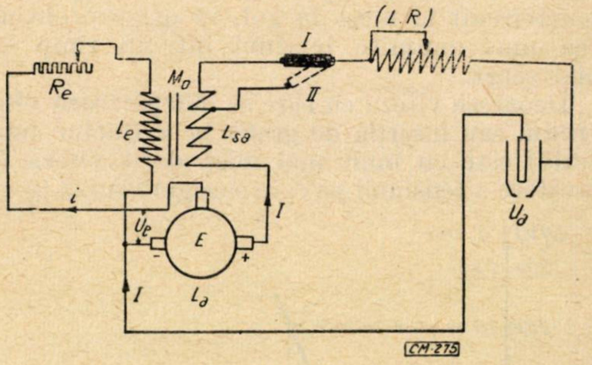


Fig. 7

şi aplicînd legile lui Kirchhoff, se obţin pentru circuitul de excitaţie şi circuitul exterior următoarele ecuaţii (considerînd parametrii constanţi) :

$$\left.\begin{aligned} U_e &= iR_e + L_e \frac{di}{dt} - M_0 \frac{dI}{dt} \\ E &= IR + L_c \frac{dI}{dt} - M_0 \frac{di}{dt} + U_a \\ E &= ik'_e - Ik'_s \end{aligned}\right\} . \qquad (1)$$

S-a neglijat inductivitatea circuitului exterior L, admiţînd că $L_c = L_a + L$.

Prin rezolvarea sistemelor de ecuaţii diferenţiale se obţine expresia tensiunii generatorului în funcţie de timp :

$$U = U_0 \left[1 - \frac{k'_e M_0}{(k'_s + R) L_e} e^{-\frac{t}{T_e}} \right], \qquad (2)$$

în care :

T_e este constanta de timp a circuitului de excitație avînd în vedere că $T_e = \frac{L_e}{R_e}$;

k'_e — constanta constructivă pentru circuitul magnetic de excitație ;

k'_s — constanta constructivă pentru circuitul magnetic serie.

În intervalul de timp care urmează după desfacerea scurtcircuitării, curentul I scade brusc.

Această variație bruscă a curentul I induce o tensiune electromotoare relativ mare în inductivitățile din circuitul de sarcină ale căror fluxuri nu înfășoară spirele bobinajului de excitație. Din această cauză apare un vîrf de tensiune care se remarcă în oscilograma înregistrată în figura 8.

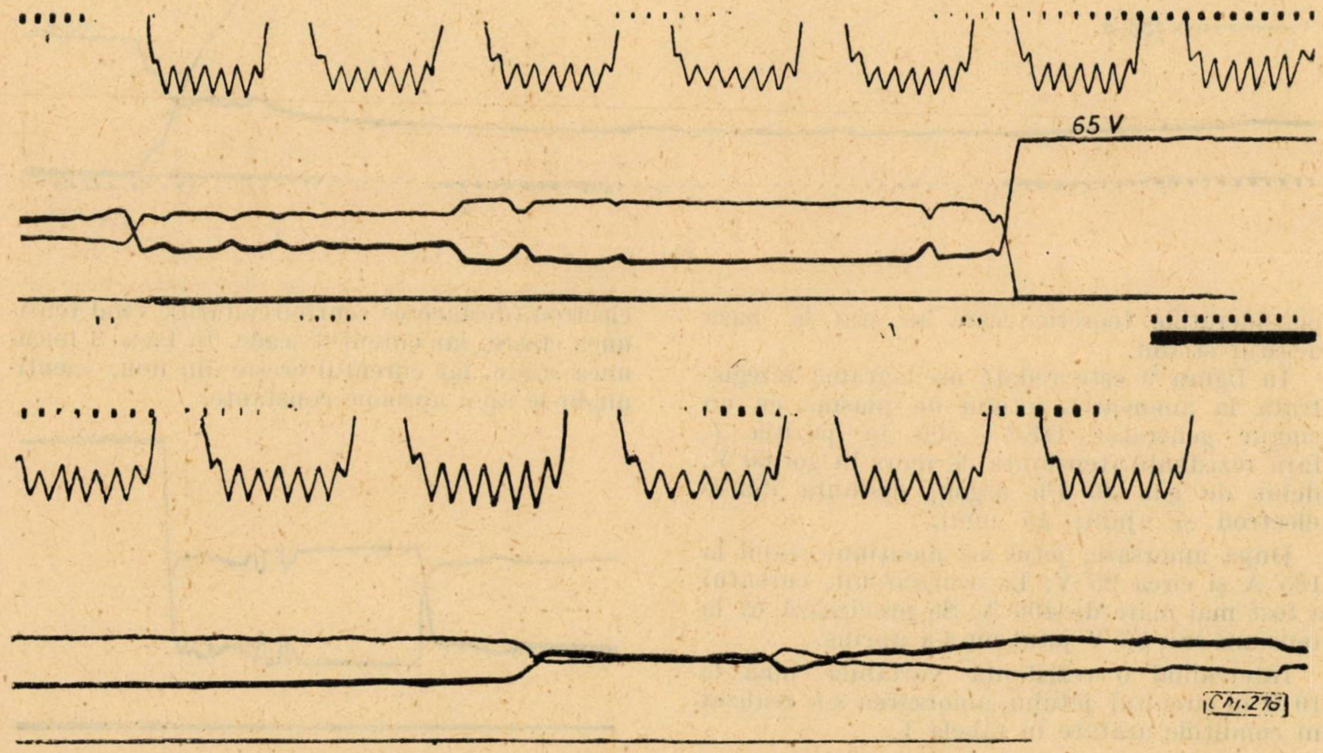


Fig. 8

Din ecuația (2) reiese că pentru $t = o$ se obține :

$$U_{sc_{min}} = U_0 \left[1 - \frac{k'_e\, M_0}{(k'_s + R)\, L_e} \right]. \qquad (3)$$

Punînd relația (3) sub o altă formă, se obține :

$$U_{sc_{min}} = U_0 \left[1 - \frac{K_1}{K_2 + R} \right], \qquad (4)$$

în care :

$$K_1 = \frac{k'_e\, M_0}{L_e}\,;\; K_2 = k'_s.$$

Din relația (4) se vede că valoarea tensiunii la bornele generatorului în momentul desfacerii scurtcircuitării tinde către valoarea U_0 cu atît mai repede cu cît rezistența R are o valoare mai mare.

Pe baza acestei constatări, alegînd o valoare corespunzătoare pentru R în condițiile generatorului GES — 500, se poate obține o valoare pentru U care asigură amorsarea jetului în condiții bune.

Numai după acest vîrf, tensiunea scade treptat pînă la o valoare anumită. Vîrful de tensiune U_v depinde deci de viteza cu care scade curentul în circuitul generatorului și nu de mărimea curentului. O variație bruscă a curentului se obține prin reducerea constantei de timp a circuitului exterior. Cum în expresia acesteia rezistența exterioară R apare la numitor, este evident că, o dată cu introducerea unei rezistențe exterioare, se realizează o creștere pronunțată a vîrfului de tensiune și, ca atare, se ușurează amorsarea jetului de plasmă.

Mărirea rezistenței R este totuși limitată de faptul că, de la un anumit debit de gaz, curentul — care s-a micșorat — nu mai ionizează în măsură suficientă spațiul dintre electrod și ajutaj, iar jetul de plasmă nu se amorsează. Valoarea curentului care asigură menținerea jetului de plasmă după amorsare mai depinde de constantele fizice ale gazului folosit, de secțiunea și materialul electrodului, de diametrul orificiului ajutajului și de valoarea debitului de gaz, adică mărimea rezistenţei constituie obiectul unor determinări experimentale.

În cele ce urmează se redau rezultatele experimentale care, după cum se va vedea, confirmă consideraţiile teoretice care au stat la baza acestui studiu.

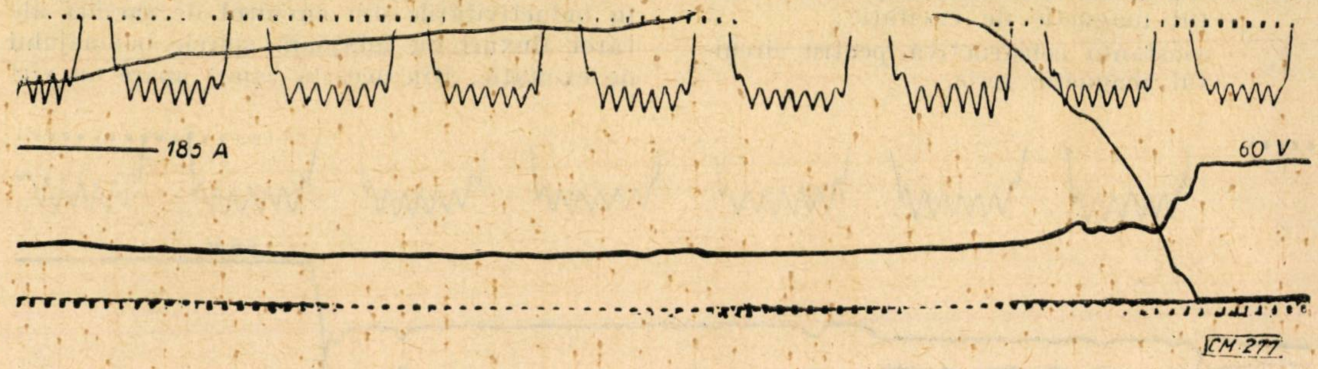


Fig. 9

În figura 9 este redată oscilograma înregistrată la amorsarea jetului de plasmă cu un singur generator GES — 500 în poziţia *I*, fără rezistenţă (tensiunea de mers în gol 60 V, debit de gaz 30 l/h argon, distanţa dintre electrod şi ajutaj 15 mm).

După amorsare, jetul s-a menţinut stabil la 185 A şi circa 25 V. La scurtcircuit, curentul a fost mai mare de 400 A. Se precizează că la tensiuni sub 55 V jetul nu s-a aprins.

Intercalînd o rezistenţă variabilă pînă la 10 Ω în circuitul jetului, amorsarea s-a realizat în condiţiile arătate în tabela 1.

Tabela 1

Distanţa dintre electrod şi ajutaj, mm	Rezistenta intercalată, Ω	Debit de argon, l/h	Tensiunea de mers în gol, V	Curent de excitaţie, A	Curentul jetului, A	Tensiunea jetului, V
4,5	10	15—20	60	10	3	22
10	10	15—20	85	22	4,2	30—32
15	6	15—20	87,5	24	7	30—35

În timpul menţinerii jetului se simte un miros puternic, analog cu cel din jurul generatoarelor de ionizare.

În caz cînd se lucrează în poziţia *II*, caracteristica exterioară a generatorului fiind mai rigidă, curenţii de scurtcircuit iau valori mari care fac imposibilă amorsarea jetului de plasmă. Pentru eliminarea acestui neajuns s-a intercalat în circuitul exterior o rezistenţă variabilă de 1,6 — 0,08 Ω. Ca rezultat, jetul de plasmă s-a amorsat la o tensiune de mers în gol de 55 V şi s-a menţinut stabil la 9 A. Debitul de gaz a fost de 30 l/h argon, iar rezistenţa intercalată, de 1,6 Ω. Aceste încercări sînt redate pe oscilogramele din figurile 10 şi 11, din care reiese clar mecanismul de amorsare a jetului de plasmă cu o inserţie de grafit. În momentul scurtcircuitării, tensiunea scade la o anumită valoare, iar curentul creşte (faza 1). În faza următoare, curentul şi tensiunea se menţin constante pînă în momentul îndepărtării inserţiei de la electrod (desfacerea scurtcircuitării), cînd tensiunea creşte, iar curentul scade. În faza 3 tensiunea scade, iar curentul creşte din nou, menţinîndu-se apoi aproape constante.

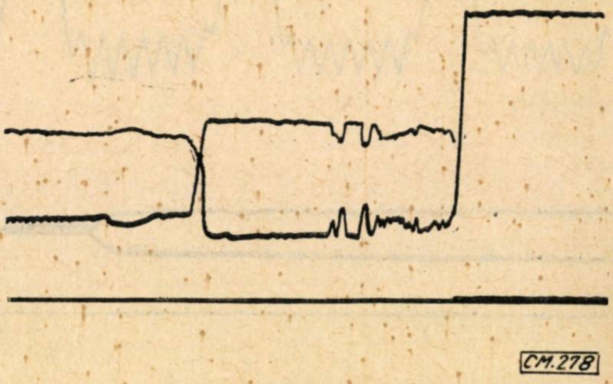


Fig. 10

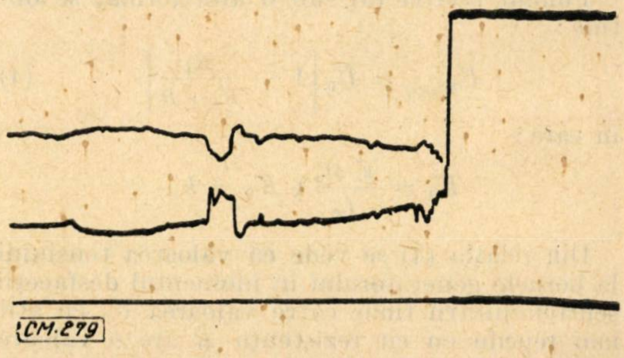


Fig. 11

În cazul cînd în circuitul exterior nu este intercalată nici o rezistenţă, oscilograma înregistrată (fig. 9) arată că, în momentul scurtcircuitării, tensiunea scade şi se stabilizează mai repede decît curentul care creşte, ajunge la o valoare maximă, după care scade pînă la o valoare constantă. În acest caz, faza 2 de care s-a vorbit mai sus nu apare, deoarece — ca o consecință a scurtcircuitării — curentul devine foarte mare, iar efectul Joule — Lenz asigură o termoemisiune de electroni suficientă pentru amorsarea și menținerea arcului. Se menționează că în ambele cazuri ionizarea spațiului este favorizată și de prezența vaporilor de carbon proveniți de la inserția folosită.

Concluzii

În urma cercetărilor efectuate, s-au constatat următoarele:

— intercalarea unei rezistențe corespunzătoare în circuitul jetului de plasmă contribuie la ușurarea operației de amorsare;

— ca sursă de alimentare se poate folosi un singur generator GES — 500, în loc de două;

— prin cunoașterea fenomenelor care au loc la amorsarea jetului de plasmă se pot contura problemele privind caracteristica surselor de alimentare, automatizarea operației de amorsare și menținerea jetului de plasmă la parametri constanți.

---

[1] *Cresswell, R. A.* Plasma processes. General position. Procese în plasmă. Generalități. Doc. I.I.S. XII—189—63.

[2] *Popovici, D.* și *Hrelescu, M.* Jetul de plasmă și tăierea aluminiului. Protocol 1962.

[3] *Sălăgean, T.* Fenomene fizice și metalurgice la sudarea cu arcul electric a oțelurilor. București, Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1963.

CZ 621.791.756

Mărirea rezistenței mecanice la granulele fluxurilor ceramice

M. HRELESCU, F. BĂR, T. SĂLĂGEAN

1. Fluxurile ceramice își găsesc aplicații tot mai largi în producție, datorită faptului că în compoziția lor pot fi introduse elemente de aliere, astfel încît în timpul sudării cusătura să obțină o compoziție chimică corespunzătoare. Cu alte cuvinte, cu ajutorul fluxurilor ceramice se poate face alierea în timpul procesului de sudare a oțelului moale, la fel ca și în cazul electrozilor înveliți.

Fabricarea fluxurilor ceramice se bazează pe aglomerarea substanțelor ce compun fluxul, cu ajutorul unui liant, și apoi granularea masei umede astfel obținute. După uscare, granulele au o anumită rezistență mecanică determinată de liantul folosit, de proporția liantului în raport cu substanțele ce compun fluxul și de natura substanțelor folosite.

În general, rezistența granulelor fluxurilor ceramice este mai mică decît aceea a fluxurilor topite, astfel încît în exploatarea industrială fluxurile ceramice se prăfuiesc. Orice flux se comportă la sudare după compoziția sa și după granulația în care se prezintă. Același flux în granulații diferite dă la sudare și rezultate diferite. Dacă fluxul conține mult praf, intrarea aerului în spațiul arcului este oprită, dar în același timp și gazele din spațiul arcului electric nu pot ieși în atmosferă. Presiunea gazelor crește și deci cantitatea de gaze ce se dizolvă în baia de sudură e mai mare. Concentrarea căldurii și creșterea presiunii gazelor din spațiul arcului electric fac ca să crească pătrunderea cusăturii și în același timp se mărește și posibilitatea formării porilor în cusătură.

La un flux cu granulație mai mare, pătrunderea cusăturii va fi mai mică, iar tendința spre formare de pori mai redusă. În același timp, însă, și protecția spațiului electric este mai slabă.

Din aceste scurte considerații reiese cît este de important ca fluxul, în cursul exploatării sale, să-și păstreze granulația inițială. Pentru aceasta este necesar ca granulele fluxurilor ceramice să aibă o rezistență mecanică mare.

În cele ce urmează se prezintă cercetările făcute asupra diverselor metode pentru mărirea rezistenței mecanice la granulele fluxurilor ceramice.

2. Înainte de a trece la descrierea metodelor de mărire a rezistenței mecanice a granulelor se va arăta încercarea care a fost pusă la baza aprecierii acestei rezistențe.

După fabricarea fluxului ceramic, acesta a fost trecut peste sitele de 4, 3, 2 și 1 mm. Ceea ce a rămas pe sita de 4 mm s-a eliminat ca avînd granulație prea mare, iar ceea ce a trecut prin sita de 1 mm s-a considerat ca praf și s-a eliminat din flux. Din granulele rămase pe sitele 3, 2 și 1 mm s-au luat cîte 50 g de flux pentru încercare. Astfel fluxul încercat forma un lot de 150 g și cuprindea granule de 3, 2 și 1 mm în părți egale.

Cele 150 g s-au introdus într-o moară cu bile, din care s-au scos bilele, și a fost măcinat timp de 4 ore. După fiecare oră, fluxul a fost sitat, determinîndu-se cantitatea de praf care s-a format. Se consideră că granulele unui flux au o rezistență mecanică cu atît mai bună, cu cît cantitatea de praf care se formează este mai mică.

3. Încercările s-au făcut asupra fluxurilor ceramice curent fabricate la Secția de sudură a C. C. T. – Timișoara. Acestea se bazează pe patru substanțe de protecție, dozate astfel încît partea de zgurificare *PZ* a fluxului să aibă următoarea compoziție chimică :

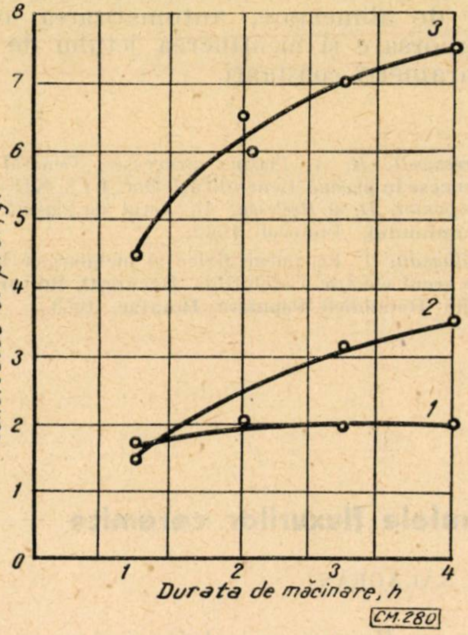


Fig. 1

feldspat	37,5 %;
oxid de aluminiu	37,5 %;
carbonat de calciu	12,5 %;
fluorină	12,5 %.

În această parte *PZ* se adaugă, după necesități, feroaliaje pentru alierea în arcul electric.

Ca liant s-a folosit silicatul de sodiu dizolvat în apă la diferite densități.

Primul lot de încercări s-a referit la substanțele *PZ*. Fiecare substanță a fost amestecată cu liant (densitate 1,4 g/cm³), astfel încît liantul să participe la toate substanțele în aceeași proporție, și anume la 100 g substanță s-au pus 29 cm³ de silicat de sodiu. După granulare s-a făcut o uscare în aer timp de 24 ore și o uscare în cuptor timp de 4 ore la 300°C.

Încercînd apoi granulele, s-au obținut rezistențele mecanice arătate în figura 1 (*1* — feldspat ; *2* — fluorină ; *3* — carbonat de calciu). Se vede că feldspatul dă cea mai mare rezistență mecanică. Oxidul de aluminiu are cea mai mică rezistență, pentru că la cantitatea de liant introdusă el a rămas tot sub formă de praf.

În concluzie, dintre substanțele *PZ* folosite, oxidul de aluminiu se leagă cel mai greu și, în exploatare, el este acela care formează cea mai mare cantitate de praf.

4. Legarea substanțelor în granule se datorește acidului metasilicic, care se prezintă sub formă de particule coloidale. Aceste particule formează un gol cu însușiri liante superioare. Formarea acidului metasilicic se datorește reacției sticlei solubile cu bioxidul de carbon [1] :

$$Na_2SiO_3 + n \cdot H_2O + CO_2 \rightarrow Na_2CO_3 +$$
$$+ H_2SiO_3 + (n - 1) H_2O.$$

Reacția se desfășoară cu atît mai intens, cu cît există mai mult CO_2 și cu cît temperatura ambiantă a reacției este mai aproape de 100°C. Formarea acidului metasilicic a fost urmărită în laboratorul chimic al secției de sudură a C. C. T. — Timișoara în felul următor : s-a barbotat sticla solubilă cu CO_2, utilizînd diverse debite de CO_2 și diverși timpi de barbotare. Formarea acidului metasilicic s-a măsurat cantitativ determinînd procentul de Na_2CO_3 din soluție. Cu cît în soluție era mai mult Na_2CO_3, cu atît s-a format mai mult acid metasilicic. Rezultatele acestor determinări sînt arătate în figura 2. Se vede că cantitatea de acid metasilicic crește liniar cu durata barbotării și cu debitul de CO_2.

Din aceste considerații teoretice rezultă că mărirea rezistenței mecanice a granulelor de flux se realizează pe două căi :

— mărirea cantității de CO_2 care stă la dispoziția sticlei solubile ;

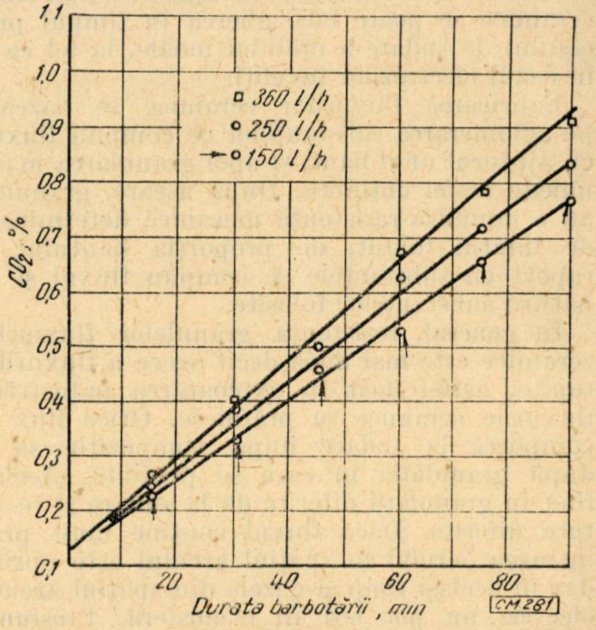


Fig. 2

— mărirea temperaturii la care are loc reacția de formare a acidului metasilicic.

5. Pentru a ridica temperatura la care are loc reacția de formare a acidului metasilicic s-a încercat să se introducă în flux ferosiliciu

nepasivizat. Acesta, în reacția sa cu apa alcalinizată de silicatul de sodiu, provoacă o reacție exotermă de oxidare a siliciului [2]. Căldura obținută urma să ridice temperatura la care are loc reacția de formare a acidului metasilicic.

Introducerea în flux a ferosiliciului implică însă și o creștere a cantității de siliciu din cusătură, ceea ce poate fi dăunător peste anumite limite. Din acest motiv s-au preparat fluxuri cu 5,7 și 9 % FeSi. S-a constatat că la aceste conținuturi în ferosiliciu reacția de oxidare a siliciului este puțin activă, astfel încît temperatura nu crește sensibil. Mărirea în continuare a cantității de ferosiliciu din flux nemaifiind posibilă, rezultă că metoda de mărire a rezistenței granulelor prin introducerea ferosiliciului în flux nu are valoare practică.

6. În continuarea cercetărilor s-a urmărit a doua cale de intensificare a formării acidului metasilicic, și anume: suflarea de CO_2 peste granulele gata preparate sau barbotarea liantului cu CO_2 și mărirea densității liantului.

a) S-au pregătit trei fluxuri cu 29 cm^3 silicat de sodiu pentru 100 g substanțe, silicatul avînd densitățile de: 1,26 g/cm^3 la fluxul F_1, 1,4 g/cm^3 la fluxul F_2 și 1,6 g/cm^3 la fluxul F_3. După preparare, fluxurile au fost uscate în aer timp de 20 h și apoi în cuptor timp de 4 h la 300°C.

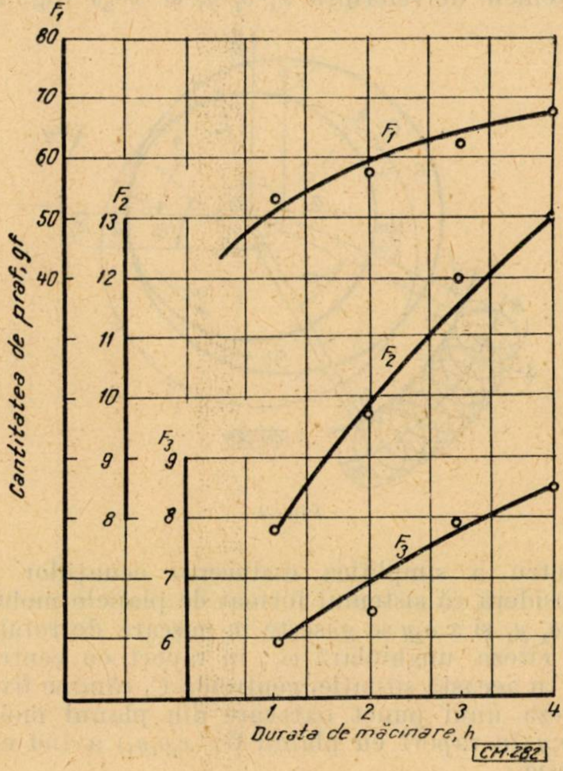


Fig. 3

În figura 3 este redată rezistența mecanică a granulelor fluxului ceramic elaborat la secția de sudură a C. C. T. — Timișoara în funcție de densitatea liantului: F_1 — 1,26 g/cm^3, F_2 — 1,4 g/cm^3, F_3 — 1,6 g/cm^3. Rezultă că cea mai importantă reducere a cantității de praf se obține la mărirea densității de la 1,26 g/cm^3 la 1,4 g/cm^3, deoarece cantitatea de praf scade de la 76,5 g (45 %) la 13 g (8,7 %). Mărirea densității la 1,6 g/cm^3 aduce cu sine scăderea cantității de praf la 8,5 g (5,65 %).

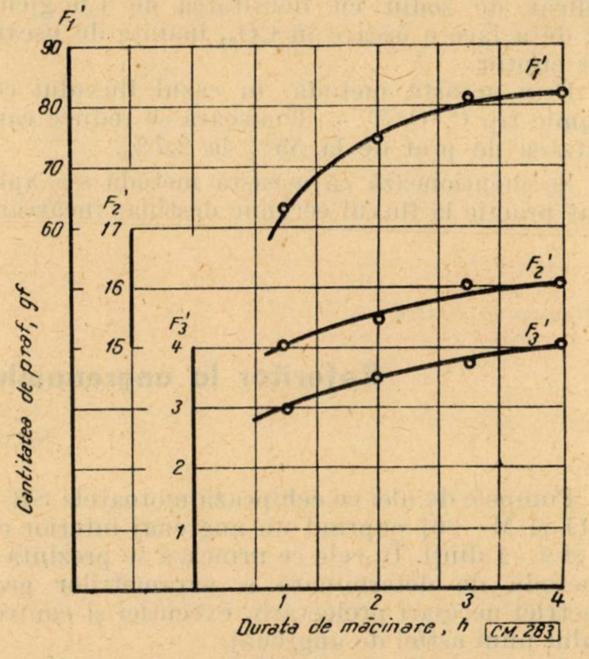


Fig. 4

b) S-au pregătit trei fluxuri F_1' F_2' și F_3' în aceleași condiții ca la subpunctul a, dar în loc de uscare în aer timp de 20 h, ele s-au uscat într-o etuvă cu CO_2, timp de 30 min. Imediat după uscare în CO_2, fluxurile au fost uscate mai departe în cuptor.

În figura 4 este redată rezistența mecanică a fluxului ceramic uscat în CO_2. Se constată că uscarea în CO_2 suplinește uscarea în aer, mai ales dacă liantul are densitate mare. Astfel, la folosirea unui silicat de sodiu cu densitatea de 1,6 g/cm^3, cantitatea de praf se reduce la 4 g (2,7 %).

Acest fenomen se explică ușor, deoarece o dată cu creșterea densității, crește cantitatea de silicat de sodiu din flux și deci la uscarea în CO_2 se formează mai mult acid metasilicic. Reducerea timpului de uscare de la 20 h în aer la 30 min în CO_2 se datorește faptului că în aer cantitatea de CO_2 este redusă și deci reacția de formare a acidului metasilicic este încetinită.

c) Încercările făcute cu fluxuri preparate cu liant barbotat cu CO_2 nu au dat rezultate satisfăcătoare. Cantitatea de praf s-a redus la 12 g (8 %), însă prepararea fluxului este dificilă din cauză că, după barbotare, liantul se transformă într-o masă gelatinoasă greu de manipulat.

7. În *concluzie*, se poate spune că cea mai eficientă metodă pentru întărirea granulelor fluxurilor ceramice este aceea de a lucra cu silicat de sodiu cu densitatea de 1,6 g/cm^3 şi de a face o uscare în CO$_2$, înainte de uscare în cuptor.

Prin această metodă, în cazul fluxului ceramic tip C. C. T. — Timişoara se reduce cantitatea de praf de la 55 % la 2,7 %.

Se menţionează că această metodă s-a aplicat practic la fluxul ceramic destinat încărcării bandajelor uzate la C. F. R. şi a dat rezultate deplin satisfăcătoare. Fluxul a putut fi transportat pînă la atelierele R. M. R. — Iaşi şi, chiar după numeroasele încercări de sudare făcute în condiţii de exploatare, nu s-a constatat o creştere apreciabilă a cantităţii de praf.

[1] *Dobrotina, Z. A.* K voprosu mehaniceskoi procinosti keramiceskih fliusov. In : Svarocinoe proizvodstvo, nr. 1, 1962.

[2] *Sălăgean, T.* şi *Geţia V.*, Utilizarea ferosiliciului în învelişurile pentru sudarea cu arcul electric. In : Studii şi cercetări, seria tehnică, nr. 1—2, 1959.

CZ 621.43—728 :621.833 6

Referitor la angrenajele interioare cu *z* şi *z* — 1 dinţi

NICOLAE TRUICĂ

Pompele de ulei ce echipează motoarele SR—211 şi M—207 cuprind un angrenaj interior cu z şi z—1 dinţi. În cele ce urmează se prezintă o metodă de determinare a parametrilor geometrici necesari proiectării, execuţiei şi controlului unui astfel de angrenaj.

Se consideră angrenajul din figura 1 format dintr-o roată (condusă) cu z dinţi şi un pinion (conducător) cu z—1 dinţi. Profilul dinţilor roţii sînt arcuri de cerc de rază ρ, cu centrele pe un cerc de rază δ. Întrucît raportul de transmisie al angrenajului este constant, normalele la profilele dinţilor în punctele de contact trec prin punctul de tangenţă al centroidelor (polul angrenării). În acest punct, centroidele C_1 şi C_2 — de raze $R_1 = (z - 1)\ e$ şi $R_2 = ze$ (e reprezintă excentricitatea angrenajului) — au aceeaşi viteză periferică :

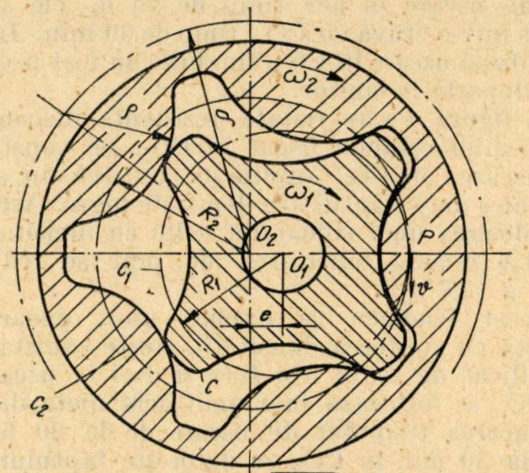


Fig. 1

$$\bar{V}_p = -\bar{\omega}_1 \times \overline{o_1P} = -\bar{\omega}_2 \times \overline{o_2P},$$

ceea ce este echivalent cu :

$$\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_1 \cdot \frac{z-1}{z}. \qquad (1)$$

În vederea determinării profilului pinionului conducător se asociază celor două pinioane sistemele de referinţă $x_1\ o_1\ y_1$ şi xo_2y (fig. 2).

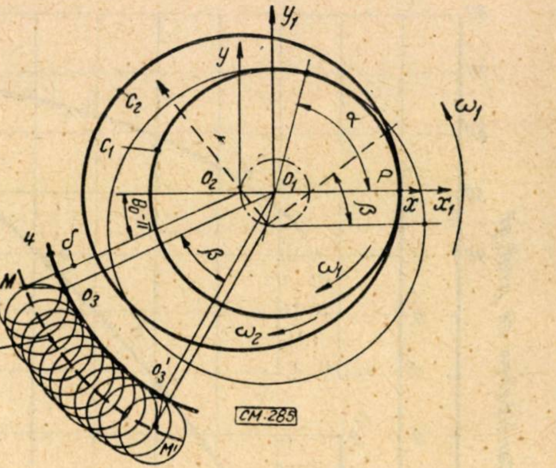


Fig. 2

Pentru a simplifica deducerea ecuaţiilor se consideră că sistemul format de planele mobile $x_1\ o_1\ y_1$ şi $x\ o_2y$ se găseşte în mişcare de rotaţie cu viteza unghiulară $\bar{\omega}_1$, în raport cu centrul o_1. În această situaţie, centroida C_1 rămîne fixă, viteza unui punct oarecare din planul mobil $x\,o_2y$ (în raport cu planul fix $x_1o_1y_1$) avînd expresia :

$$\bar{V}_M = (-\bar{\varpi}_2) \times \overline{o_2M} + \bar{\omega}_1 \times \overline{o_1M},$$

respectiv :

$$\bar{V}_M = \bar{\omega}_1 \times \overline{o_1o_2} + \frac{\bar{\omega}_1}{z} \times \overline{o_2M}. \qquad (2)$$

Rezultă că mişcarea planului $x\,o_2y$ este formată dintr-o translaţie dată de mişcarea centrului mobil o_2 în jurul centrului fix o_1 cu viteza unghiulară $\bar{\omega}_1$ şi o rotaţie în jurul centrului mobil o_2 cu viteza unghiulară $\frac{\bar{\omega}_1}{z}$.

Sub forma dată de ecuaţia (2), mişcarea angrenajului din figura 1 este echivalentă cu rostogolirea fără alunecare a centroidei mobile C_2 peste centroida fixă C_1. Punctul P, aparţinînd planului xo_2y, reprezintă, pentru C_2, centrul instantaneu de rotaţie :

$$\bar{V}_p = (-\bar{\omega}_2) \times \overline{o_2P} + \bar{\omega}_1 \times \overline{o_1P} =$$

$$= -\bar{\omega}_1 \cdot \frac{z-1}{z} \times z\,e\,\bar{i} + \bar{\omega}_1 \times (z-1)\,e\,\bar{i} = o.$$

În raport cu planul fix $x_1o_1y_1$ punctul P generează centroida C_1, iar în raport cu planul mobil $x\,o_2y$, centroida C_2.

Ecuaţiile curbei descrise de punctul M (centrul dintelui roţii conduse) se deduc din relaţia (2) :

$$\left.\begin{aligned} Vx_1 &= \dot{x}_1 = -\frac{\delta\,\omega_1}{z}\sin(\theta_0+\beta) + e\omega_1 \sin\alpha \\ Vy_1 &= \dot{y}_1 = \frac{\delta\,\omega_1}{z}\cos(\theta_0+\beta) - e\omega_1\cos\alpha \end{aligned}\right\}. \tag{2'}$$

După integrare se pune condiţia ca la $t = o$, $\alpha = \beta = o$. Introducînd şi $\theta_0 = o$ şi $\beta = \frac{\alpha}{z}$, rezultă :

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= \delta\cos\frac{\alpha}{z} - e\cos\alpha \\ y_1 &= \delta\sin\frac{\alpha}{z} - e\sin\alpha \end{aligned}\right\}. \tag{3}$$

Ecuaţiile (3) reprezintă o hipocicloidă alungită (curba *3*, fig. 2), descrisă de o ruletă C_2 de rază mai mare decît a bazei C_1.

Profilul dinţilor pinionului conducător (curba *4*, fig. 2, respectiv curba C, fig. 1) reprezintă înfăşurătoarea cercurilor de rază ρ, deci o curbă echidistantă curbei *3* :

$$\left.\begin{aligned} X_1 &= x_1 - \frac{\rho y_1'}{\sqrt{x_1'^2 + y_1'^2}} \\ Y_1 &= y_1 + \frac{\rho x_1'}{\sqrt{x_1'^2 + y_1'^2}} \end{aligned}\right\}. \tag{4}$$

Această curbă se poate realiza pe o maşină de mortezat dantura, cu un cuţit rotund de rază ρ, folosind un dispozitiv ai cărui parametri se deduc astfel :

Expresia (2) poate fi pusă sub forma :

$$\bar{V}_M = \bar{\omega}_1 \times \overline{o_3M} + \frac{\bar{\omega}_1}{z} \times \overline{o_1o_3}, \tag{5}$$

întrucît patrulaterul $o_1o_2Mo_3$ este un paralelogram. Pusă sub această formă, mişcarea planului mobil rezultă ca o translaţie dată de mişcarea centrului o_3 în jurul centrului fix o_1, cu viteza unghiulară $\frac{\bar{\omega}_1}{z}$ şi o rotaţie în jurul centrului o_3 cu viteza unghiulară $\bar{\omega}_1$. Din ecuaţia centrului instantaneu de rotaţie P' :

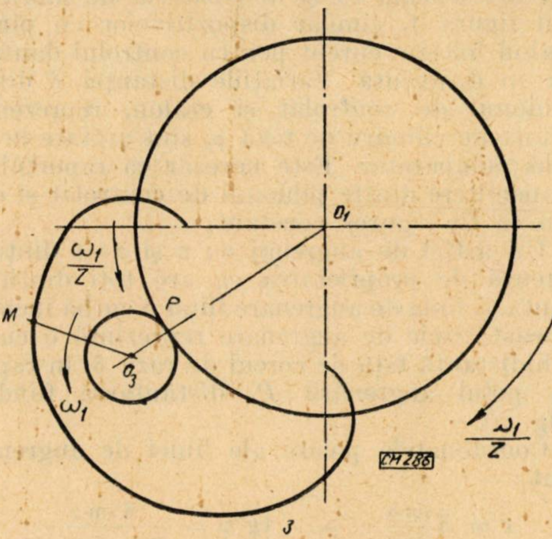


Fig. 3

$$\bar{V}_{P'} = \bar{\omega}_1 \times \overline{o_3P'} + \frac{\bar{\omega}_1}{z} \times \overline{o_1o_3} = 0$$

rezultă razele centroidei mobile $R_3 = \frac{\delta}{z}$ şi a centroidei fixe $R_4 = \frac{z-1}{z}\cdot\delta$.

Ecuaţia (5) reprezintă o nouă mişcare — rostogolirea fără alunecare a centroidei mobile C_3 peste centroida fixă C_4 (fig. 3) — echivalentă cu mişcarea angrenajului considerat în figura 1. Rezultă că ecuaţia (3) reprezintă în acelaşi timp o epicicloidă alungită, punctul generator M situîndu-se în afara ruletei.

Se consideră acum că sistemul format de planele centroidelor C_3 şi C_4 (fig. 3) se găseşte în mişcare de rotaţie cu viteza unghiulară $-\bar{\omega}_1/z$, faţă de centrul o_1. Ţinînd seamă de ecuaţia (5), viteza unui punct oarecare M din planul mobil C_3 are expresia :

$$\bar{V}_M = \bar{\omega}_1 \times \overline{o_3M} + \frac{\bar{\omega}_1}{z} \times \overline{o_1o_3} - \frac{\bar{\omega}_1}{z} \times \overline{o_1M},$$

respectiv :

$$\bar{V}_M = \frac{z-1}{z}\bar{\omega}_1 \times \overline{o_3M}. \tag{6}$$

Ecuaţia (6) reprezintă, în sfîrşit, o mişcare echivalentă cu a angrenajului considerat, care se poate realiza pe o maşină obişnuită de mortezat (fig. 4). Centrele o_1 şi o_3 ale centroidelor C_4

(pinion) şi C_3 (portcuţit) sînt fixe, turaţia portcuţitului fiind de $z-1$ ori mai mare decît a mesei (pinionului). Excentricitatea cuţitului este e, distanţa dintre portcuţit şi pinion, δ.

Abaterile de execuţie a profilului pinionului pot fi măsurate cu un dispozitiv construit după aceeaşi schemă ca şi dispozitivul de mortezat din figura 4, similar dispozitivelor cu pinion etalon folosite curent pentru controlul danturilor în evolventă. Variaţiile distanţei δ dintre pinionul de controlat şi etalon, reprezentat printr-un cilindru de rază ρ, sînt arătate de un ceas comparator. Este necesar ca raportul de transmitere dintre pinionul de controlat şi etalon să fie riguros constant.

Un astfel de angrenaj cu z şi $z-1$ dinţi se bucură de proprietatea că are toţi dinţii în contact, linia de angrenare fiind o curbă închisă. Această linie de angrenare reprezintă o curbă echidistantă faţă de cercul de rază δ, în raport cu polul angrenării P, distanţarea fiind ρ (fig. 5).

Coordonatele polare ale liniei de angrenare sînt:

$$r = \delta \frac{\sin\alpha}{\sin\varphi} - \rho, \qquad \operatorname{tg}\varphi = \frac{\delta\sin\alpha}{R_2 + \delta\cos\alpha}. \tag{7}$$

Pentru $\delta = R_2$, respectiv atunci cînd centrele arcelor de cerc ale dinţilor roţii conduse se găsesc chiar pe centroida C_2 (cazul angrenajului cu bolţuri), linia de angrenare capătă expresia:

$$r = 2R_2 \cos\varphi - \rho,$$

curbă cunoscută sub numele de „melcul lui Pascal".

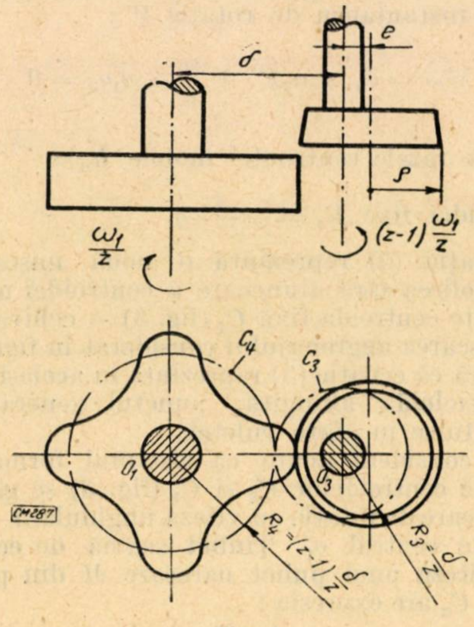


Fig. 4

Cunoaşterea exactă a liniei de angrenare serveşte pentru determinarea profilelor orificiilor de admisiune şi de evacuare a uleiului în şi din angrenajul pompei. Determinarea grafică a unui punct oarecare al liniei de angrenare se face astfel: se uneşte un punct A oarecare de pe cercul de rază δ cu polul angrenării; se ia $AM = \rho$; punctul M, astfel obţinut, se găseşte pe linia de angrenare. Această curbă serveşte, de asemenea, la determinarea grafică a vitezelor relative de alunecare dintre profilele pinioanelor. Alunecarea maximă are loc în punctul B şi este egală cu:

$$v_{a_{max}} = \omega_1\left(e + \frac{\delta - \rho}{z}\right). \tag{8}$$

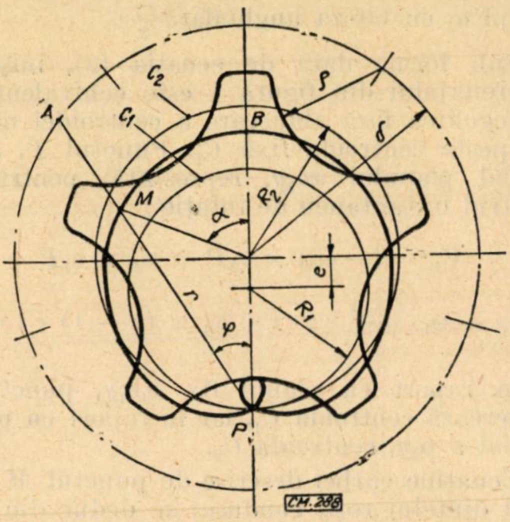


Fig. 5

Pentru angrenajul pompelor de ulei ce echipează motoarele SR–211 şi M–207 au fost stabiliţi următorii parametri:

$z = 5$; $R_1 = 20$ mm; $\delta = 38$ mm;
$e = 5$ mm; $R_2 = 25$ mm; $\rho = 18$ mm.

Viteza relativă de alunecare atinge 1,88 m/s la turaţia de antrenare de 2 000 rot/min, valoare relativ mică faţă de vitezele relative de alunecare ce apar în angrenajele cu danturi exterioare ale pompelor de ulei folosite curent. De exemplu, faţă de această pompă cu angrenaj interior, pompa de ulei a tractorului U–650, pentru aceeaşi turaţie de antrenare de 2 000 rot/min, cu toate că are debitul mai mic cu 19 %, are o viteză relativă de alunecare mai mare cu 64 % (3,08 m/s).

---

[1] *Ivăneanu, C.* Despre cinematica şi parametrii constructivi ai pompelor cu rotor. In: Construcţia de Maşini, nr. 8, 1963.
[2] *Andojskii, V. D.* Zubciatie i cerviacinie peredaci. Moscova, Maşghiz, 1959.
[3] *Henriot, G.* Traité théorique et pratique des engrenages. Paris, 1960.
[4] *Litvin, F. L.* Teoria zubciatih zaţeplenii. Moscova, 1960.
[5] *Botez, E.* Angrenaje. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

CZ 621.224.35

Centrarea capului de distribuţie de la turbinele hidraulice verticale de tip Kaplan

BEBE NEGREA

Pentru dezvoltarea bazei energetice a ţării, în ultimii ani s-au conceput şi realizat în ţară turbine hidraulice de tip Kaplan verticale, de puteri mici şi mijlocii, variind între 5,5 şi 26 MW, destinate să echipeze în primă etapă cascada hidroenergetică Bistriţa-aval.

Turbinele hidraulice sînt motoare care transformă energia hidraulică a apei în energie electrică. Pentru ca această transformare să se facă cu maximum de eficienţă, turbinele hidraulice Kaplan sînt concepute cu reglarea simultană a paletelor rotorului şi aparatului director după o lege combinatorică determinată în laborator, pe modele, şi apoi corectată prin măsurări la scară naturală. Această legătură este menţinută de către cama combinatorică amplasată în regulatorul automat de viteză.

Paletele rotorului şi aparatului director sînt acţionate de către servomotorul rotorului, respectiv al aparatului director, acţionaţi de ulei sub presiune la 20 at. Servomotorul rotorului este situat în butucul rotorului, care în timpul funcţionării se află în mişcare de rotaţie. Din acest motiv este necesar un mecanism de legătură care să facă trecerea uleiului sub presiune din conducte fixe la piese în mişcare de rotaţie. Acest rol este asigurat de capul de distribuţie a uleiului.

La turbinele hidraulice de tip Kaplan verticale, concepute şi realizate în ţară, capul de distribuţie se află amplasat la partea superioară a agregatului şi cu montarea lui se încheie montajul agregatului propriu-zis. În figura 1 este arătată amplasarea capului de distribuţie şi circuitul uleiului sub presiune la servomotorul rotorului unei turbine hidraulice Kaplan verticale (*1* — cap de distribuţie ; *2* — coloană de distribuţie ; *3* — servomotorul rotorului ; *4* — rotorul turbinei ; *5* — aparatul director ; *6* — arborele excitatoarei ; *7* — arborele generatorului ; *8* — arborele turbinei).

Deoarece la montajul primelor agregate au apărut o serie de defecţiuni (gripări, vibraţii inadmisibile în funcţionare) pricinuite de o centrare incorectă a capului de distribuţie, în articolul de faţă autorul îşi propune să arate o metodă sigură, simplă şi rapidă de centrare corectă a capului de distribuţie. Metoda a fost aplicată prima dată la agregatele din C.H.E. Piatra-Neamţ. Obţinîndu-se rezultate bune, ea s-a extins şi la montajul agregatelor din celelalte centrale situate pe cascada Bistriţa-aval.

În figura 3 este arătat capul de distribuţie de la o turbină hidraulică verticală de tip Kaplan. El se compune din următoarele părţi principale : *1* — baia de ulei cu labirint, pentru drenarea uleiului adus de mişcarea pistonului servomotorului rotorului şi al celui scăpat prin jocul dintre bucşe şi tija coloanei de distribuţie aflată în mişcare de rotaţie ; *2* — distribuitorul de ulei sub presiune cu bucşe de etanşare şi conducere, care distribuie uleiul pe o faţă sau pe alta a pistonului servomotorului rotorului, după cum este comandată închiderea sau deschiderea paletelor rotorului ; *3* — tija coloanei de distribuţie a uleiului, formată din două ţevi concentrice reprezentînd cir-

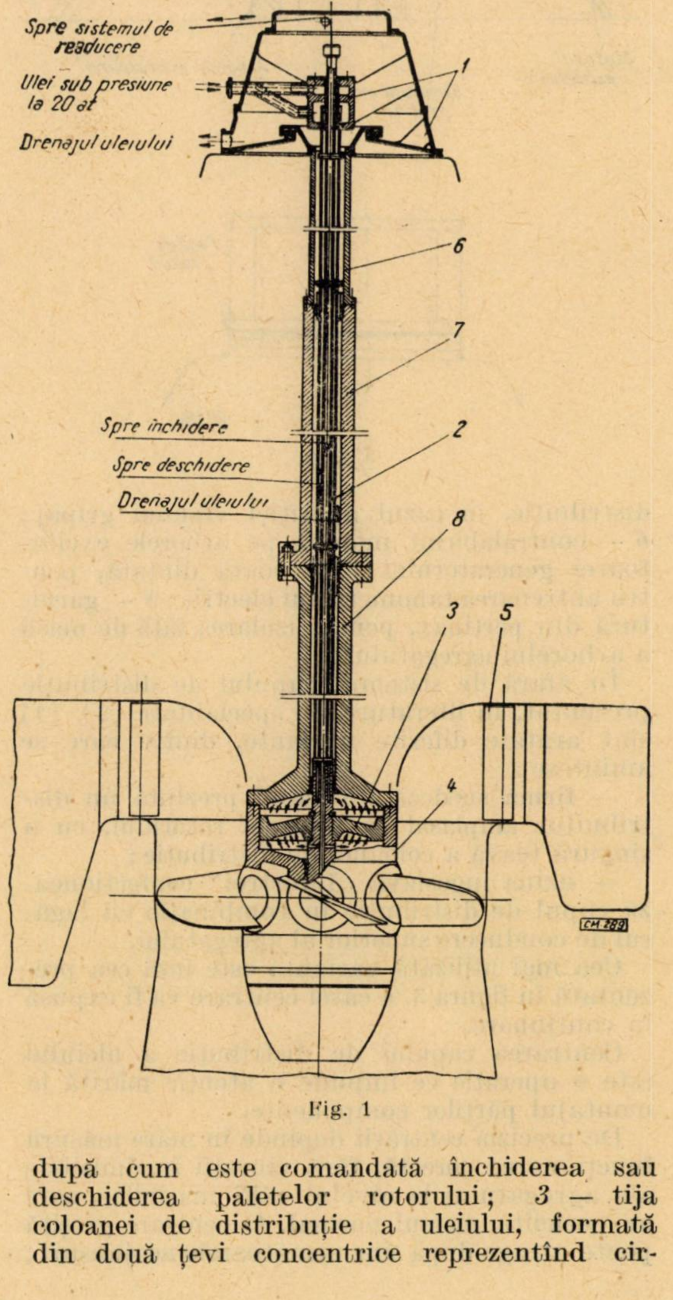


Fig. 1

cuitele de închidere şi deschidere a paletelor rotorului; *4* – dispozitiv cu rulmenţi pentru asigurarea legăturii la sistemul de readucere; *5* — pene de siguranţă la torsiune a coloanei de distribuţie, în cazul apariţiei vreunui gripaj; *6* – contralabirint montat pe arborele excitatoarei generatorului; *7* — roată dinţată, pentru antrenarea tahometrului electric; *8* — garnitură din pertinax, pentru izolarea faţă de masă a arborelui agregatului.

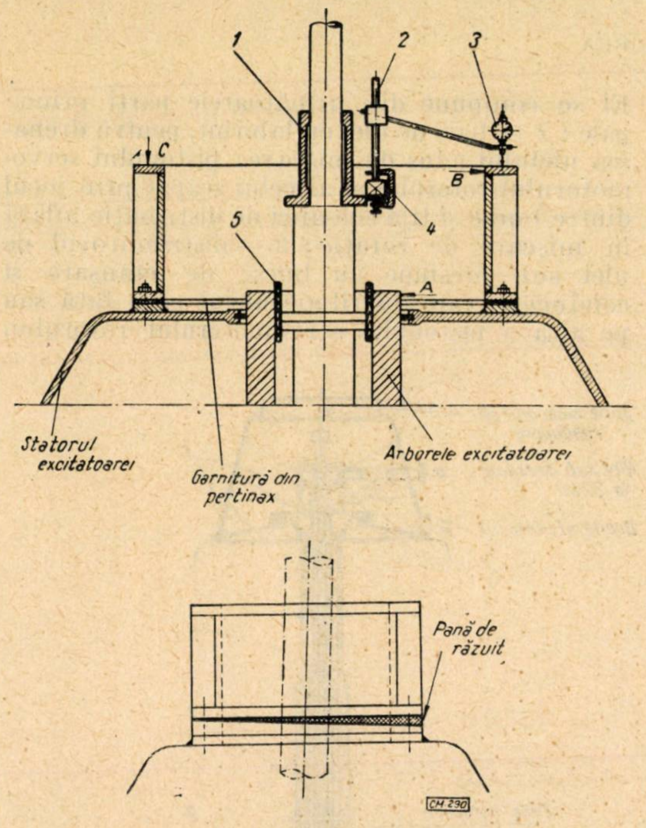


Fig. 2

În afară de sistemul capului de distribuţie prezentat, în literatura de specialitate [2], [4] sînt arătate diferite variante, dintre care se amintesc:

— firma suedeză ,,Nohab" prezintă un distribuitor amplasat în butucul rotorului, cu o singură ţeavă a coloanei de distribuţie;

— uzina iugoslavă ,,Litostroi" confecţionează capul de distribuţie în combinaţie cu lagărul de conducere superior al agregatului.

Cea mai utilizată variantă este însă cea prezentată în figura 3, a cărei centrare va fi expusă în continuare.

Centrarea capului de distribuţie a uleiului este o operaţie ce impune o atenţie mărită la montajul părţilor componente.

De precizia centrării depinde în mare măsură funcţionarea corectă, fără vibraţii inadmisibile ale agregatului la nivelul sălii maşinilor, care ar periclita mersul normal. O centrare greşită poate atrage după sine următoarele neajunsuri:

— griparea capului de distribuţie, ce are loc între bucşele de bronz şi tija coloanei de distribuţie din oţel cementat. Efectele gripării sînt grave, necesitînd înlocuirea bucşelor din bronz şi cîteodată chiar a tijei coloanei de distribuţie;

— vibraţii inadmisibile în funcţionare la nivelul capului de distribuţie şi excitatoarei generatorului, a căror frecvenţă creşte cu creşterea turaţiei, amplitudinea lor rămînînd constantă în timp. Frecvenţa vibraţiilor coincide cu turaţia agregatului.

Aceste neajunsuri sînt mai grave decît par la prima vedere, prin urmările lor, avînd ca efect scoaterea din funcţiune a agregatului, în unele cazuri pe perioade mari.

De aici rezultă importanţa care trebuie acordată la montaj operaţiei de centrare, care trebuie făcută cu mare atenţie folosind aparate sensibile şi precise de măsură şi control — comparatoare, micrometre, spioni etc. — iar ca baze tehnologice de montaj să se aleagă suprafeţe a căror centrare a fost verificată. În acest caz este raţional să se aleagă următoarele baze tehnologice de montaj:

— arborele excitatoarei — ca piesă în rotaţie;

— statorul excitatoarei — ca piesă fixă.

Aceste două baze impun plasarea tijei coloanei de distribuţie în axa de rotaţie a agregatului, materializată prin arborele excitatoarei deja centrat, baia de ulei ce se sprijină pe statorul excitatoarei urmînd să fie centrată în raport cu tija coloanei de distribuţie.

Pentru o centrare corectă se impun următoarele condiţii:

— bătaia maximă a arborelui excitatoarei să nu depăşească $B_{t_{c\,max}} = 0,05$ mm. Realizarea unei astfel de bătăi se asigură relativ uşor şi într-un timp scurt;

— după verificarea liniei arborelui excitatoarei şi montarea statorului excitatoarei generatorului se începe montajul propriu-zis al capului de distribuţie. Pentru centrare se foloseşte dispozitivul cu comparator arătat în figura 2.

Operaţiile de centrare propriu-zisă se fac în următoarea ordine:

— Se centrează tija coloanei de distribuţie cu dispozitivul montat pe ea, faţă de arborele excitatoarei — centrarea *A* — aducîndu-se astfel tija coloanei de distribuţie în axa de rotaţie a agregatului (fig. 3). În această poziţie, tija se fixează cu ajutorul a patru pene de lemn din esenţă tare (stejar, fag etc.).

— Faţă de această poziţie se va centra radial — centrarea *B* — baia de ulei. Se admit abateri radiale de maximum 0,03 mm, excluzîndu-se ovalitatea flanşei băii, obţinută prin prelucrarea mecanică. După realizarea acestei centrări cu şuruburile de fixare a băii strînse, se va verifica cu acelaşi dispozitiv — centrarea *C* — bătaia axială a flanşei băii. În caz că se sesizează o înclinaţie (pantă) mai mare de

0,05 mm pe metru diametral [2], se va corecta această pantă din garnitura izolatoare de sub baie (fig. 2). Operația de răzuire a garniturii se va repeta pînă cînd comparatorul va indica o înclinație cuprinsă în abaterea admisibilă.

Prin aceasta, baza tehnologică de montaj a capului de distribuție este determinată cu o precizie practic satisfăcătoare și se poate continua montajul celorlalte detalii.

— Se va monta distribuitorul de ulei cu bucșele superioare de ghidaj ale coloanei de distribuție. Deoarece distribuitorul este ghidat în baia de ulei, se va avea grijă ca să se asigure un joc uniform între bucșa superioară și tija coloanei de distribuție, care este condusă în ea. Jocul se va verifica cu ajutorul unui spion care să aibă o grosime mai mică decît jumătatea jocului realizat între bucșă și tijă. Acest joc poate varia, conform proiectului, între limitele 0,08—0,10 mm. El nu poate depăși 0,15 mm [2]. Deci spionul care se va folosi va avea grosimi cuprinse între 0,04 și 0,05 mm, depinzînd de jocul efectiv realizat. Această verificare se va face în tot timpul strîngerii șuruburilor de îmbinare cu baia de ulei. Se va acorda o atenție deosebită ordinei de strîngere a șuruburilor (în cruce).

Dispozitivul folosit pentru centrarea capului de distribuție se compune din următoarele părți :

— bucșă cu flanșă și suport pentru comparator ;

— dispozitiv de susținere a ceasului comparator ;

— ceas comparator ;

— menghină de fixare a dispozitivului comparatorului ;

— pene din lemn de esență tare.

Pentru o centrare corectă se impune ca bucșa să fie realizată la toleranțe restrînse de perpendicularitate și joc diametral între ea și tija coloanei de distribuție.

Alezajul bucșei dispozitivului se realizează față de diametrul efectiv realizat al tijei cu un joc cuprins între 0,01 și 0,03 mm, iar abaterea de la perpendicularitate a flanșei bucșei față de axa ei nu trebuie să depășească 0,015 : 100.

Metoda expusă a fost aplicată la centralele hidroelectrice menționate în tabela 1, în care sînt arătate mărimile efectiv realizate la centrarea capului de distribuție. Valorile au fost culese și verificate de autor cu ocazia montajului agregatelor din centralele enumerate.

Față de vechea metodă aplicată la montajul turbinelor hidraulice de tip Kaplan — centrarea cu ajutorul nivelei cu bulă de aer cu precizie de 0,02 mm/m — metoda expusă are următoarele avantaje :

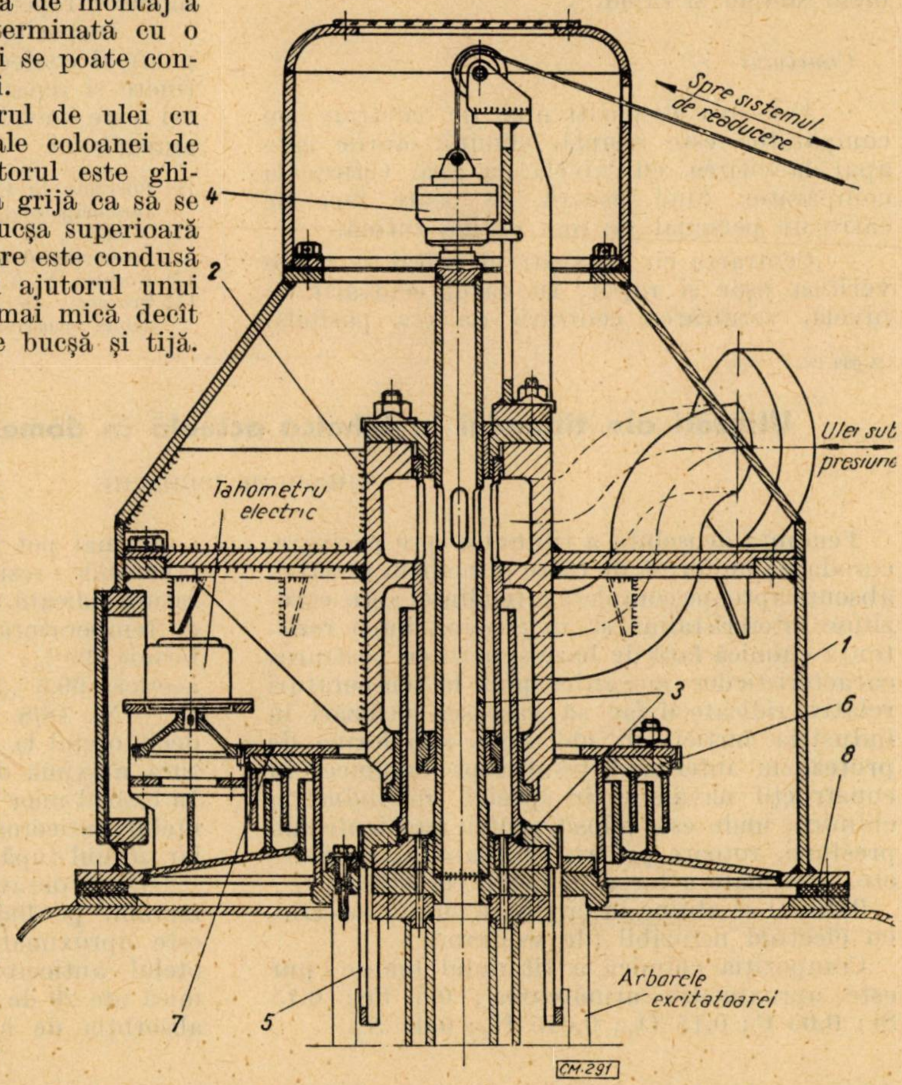


Fig. 3

Tabela 1

Denumirea centralei	Agregatul nr. 1			Agregatul nr. 2		
	centrare radială B, mm	centrare axială C, mm	bătaia maximă a arborelui excitatoarei, mm	centrare radială B, mm	centrare axială C, mm	bătaia maximă a arborelui excitatoarei, mm
C.H.E. Piatra-Neamț	0,01	0,03	0,04	0,01	0,02	0,03
C.H.E. Costișa	0,03	0,03	0,05	0,02	0,03	0,04
C.H.E. Rosnov II	0,03	0,04	—	—	—	—
C.H.E. Buhuși	0,02	0,03	0,04	0,03	0,03	0,04

— centrare precisă şi sigură în funcţionare;

— scurtarea timpului de montaj al capului de distribuţie în special şi al agregatului în ansamblu;

— centrarea poate fi verificată în orice moment simplu şi rapid.

Concluzii

— Folosirea dispozitivului de centrare cu comparator este simplă, elimină erorile care apar la citirea cu nivela cu apă. Citirea la comparator fiind uşoară, se poate face de către un personal cu mai puţină rutină.

— Centrarea cu dispozitivul arătat se poate verifica uşor şi rapid. În cazul centrării cu nivela, verificarea centrării nu era posibilă.

— Centrarea, făcîndu-se pornind de la baze tehnologice cunoscute şi verificate, dă siguranţa unei funcţionări fără vibraţii sau alte defecţiuni ce ar putea să apară dintr-un montaj incorect care atrage după sine demontări şi montări repetate.

— Dispozitivul de centrat fiind simplu, el poate fi confecţionat de orice atelier de întreţinere şi reparaţii. El se va folosi ori de cîte ori este nevoie de demontarea şi montarea agregatului.

[1] *Filerman, Ia. F.* Montaj i remont ghidroturbin. Moscova, Gosenergoizdat, 1961.
[2] *Poluşkin, K. P.* Montaj ghidroagregatov. Moscova, Gosenergoizdat, 1963.
[3] *Kovalev, N. N.* Ghidroturbinî. Moscova, Maşghiz, 1961.
[4] Prospecte ale firmei suedeze „Nohab''; prospecte ale uzinei iugoslave „Litostroi'', 1957.

CZ 669.295.7: 66.02

Utilizări ale titanului în tehnica actuală în domeniul utilajului chimic

GHEORGHE IORDACHE

Tendinţa deosebită a titanului spre pasivare, corodarea uniformă de către principalii reactivi, absenţa aproape completă a tendinţei spre coroziune intercristalină şi, în general, buna rezistenţă chimică faţă de baze şi acizi cu păstrarea caracteristicilor mecanice pînă la temperaturi relativ ridicate îl fac să găsească utilizări în industria hîrtiei, în chirurgie, sub formă de proteze în interiorul ţesuturilor organice, în construcţii navale şi, în special, în industria chimică, unde este folosit pentru recipiente sub presiune, rotoare pentru ventilatoare, robinete etc., destinate a lucra în medii corosive.

Titanul se obţine în cuptoare cu arc electric, cu electrod nefuzibil (de wolfram).

Compoziţia chimică a titanului tehnic pur este aproximativ următoarea: 0,3 Fe; 0,15 Si; 0,05 C; 0,15 O_2; 0,015 H_2; 0,04 N_2.

Se mai pot arăta următoarele caracteristici favorabile: rezistenţă mecanică mare la temperatură ridicată, rezistenţă la coroziune în condiţii de temperatură ridicată în diferite medii (acid formic 90%; acid acetic 99,5%; anhidridă acetică 99,5%), mai bună decît a oţelului Cr — Ni 18/8. Titanul este mai puţin fragil decît oţelul la temperatură scăzută. Temperatura maximă de regim admisă este de 350°C. În cadrul unor probe efectuate cu apă de mare, oţelul anticorosiv a fost perforat în 500 ore, iar titanul după 10 000 ore doar s-a decolorat [1].

Dintre dezavantajele acestui material enumerăm, pe lîngă costul încă ridicat (titanul este aproximativ de 6 ori mai scump decît oţelul anticorosiv), conductibilitatea termică mică (de 20 de ori mai mică decît a cuprului); absorbţia de hidrogen, cu pierderea plasticităţii, la temperatură ridicată; corodarea sub sarcină sau la depăşirea temperaturii de 260°C sub acţiunea hidrocarburilor saturate şi comportarea nesatisfăcătoare în medii ce distrug pelicula protectoare de oxid (acid sulfuric, fluoruri).

Tabela 1

	Greutatea specifică γ, kgf/dm³	Coeficient de dilatare liniară α, grad⁻¹	Rezistenţa la rupere σ_r, kgf/mm²	Limita de curgere σ_r, kgf/mm²	Duritate Brinell HB	Modulul de elasticitate, kgf/mm²	Rezistenţa la oboseală σ_{-1}, kgf/mm²	Temperatura de topire, °C
Titan	4,5	$8{,}2 \times 10^{-6}$	45—60	25—50	160—200	$1{,}05-1{,}1 \times 10^6$	0,5 σ_r	1 725
Oţel carbon	7,5	12×10^{-6}	38—70	20—45	~200	$2{,}1 \times 10^6$	(0,4—0,5) σ_r	1 550
Oţel aliat	7,5	12×10^{-6}	60—90	25—90	~200	$2{,}1 \times 10^6$	(0,4—0,5) σ_r	

În tabela 1 sînt indicate caracteristicile fizice şi de rezistenţă ale titanului, în comparaţie cu caracteristicile unor oţeluri carbon şi înalt aliate. Se constată că titanul are rezistenţă mecanică mare la temperatura obişnuită, rezistenţă la oboseală de asemenea ridicată, greutate specifică mică. Modulul de elasticitate este însă de două ori mai mic faţă de oţel, ceea ce este dezavantajos în cazul construcţiilor mixte oţel carbon-titan.

În industria constructoare de utilaj chimic, folosirea titanului tehnic pur impune adoptarea unor procese tehnologice adecvate particularităţilor de comportate a acestui material îndeosebi la sudare.

Sudarea se poate face cu electrod nefuzibil, cu sau fără metal de adaos, sau cu electrod fuzibil.

Cordoanele de sudură din titan şi zonele învecinate nu manifestă tendinţa de fisurare la cald. În schimb există tendinţa de fisurare la rece, care este legată fie de conţinutul mare de hidrogen în metalul de bază sau în cel de adaos, fie de saturarea cusăturii sau zonelor vecine cu hidrogen, în timpul sudării, din cauza nerespectării anumitor măsuri.

În zonele în care temperatura de 400°C este depăşită are loc o creştere a cristalelor metalului de bază concomitent cu absorbţia de hidrogen din atmosfera înconjurătoare, ceea ce determină fragilitatea cordonului. Această particularitate a titanului impune sudarea cu viteze mari de încălzire şi răcire, care împiedică formarea unei structuri grosolane, precum şi necesitatea protejării zonelor a căror temperatură depăşeşte 400°C împotriva contactului cu atmosfera. De asemenea, activitatea chimică deosebită a titanului impune curăţarea perfectă (decapare şi degresare) a suprafeţelor metalice şi utilizarea de fondanţi şi de gaze de puritate ridicată.

Metodele folosite pentru sudarea titanului se pot împărţi în două categorii : metode ce necesită protejarea cordonului în timpul operaţiei de sudare (care se poate face cu ajutorul gazelor inerte, fondanţi sau zgură), şi metode ce nu necesită protejarea cordonului de sudură : sudură de contact (prin puncte şi cu role). Sudarea titanului se face numai pe cale electrică, cu curent continuu.

Sudarea se poate face manual pentru piese mici cu profiluri complexe, sau automat pentru subansambluri metalice cu grosimea de peste 3 mm.

Protecţia părţii opuse suprafeţei de sudare se realizează prin strîngerea etanşă a marginilor de sudat şi asigurarea unui jet continuu de gaze inerte (fig. 1 şi 2).

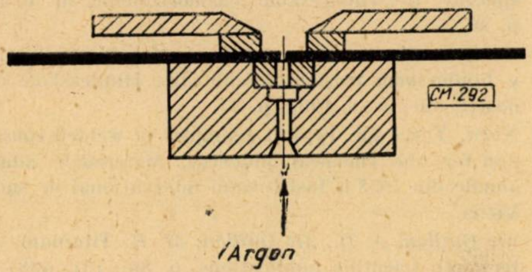


Fig. 1

Sudarea fără metal de adaos este calitativ mai bună decît cea cu metal de adaos, însă necesită o fixare bună a pieselor pentru sudare, astfel încît rosturile dintre ele să fie minime, deoarece la rosturi de peste 0,2 mm se pot produce arderi. O sudură calitativ superioară, cu folosirea metalului de adaos, impune pregătirea muchiilor prin şanfrenare, la grosimi de peste 3 mm.

Sudarea automată sub flux se poate face cu cusătură pe o parte sau pe ambele părţi, pe pat de fondant, pe suport de titan (care rămîne sudat) sau de cupru (care se îndepărtează), pentru grosimi între 3 şi 20 mm.

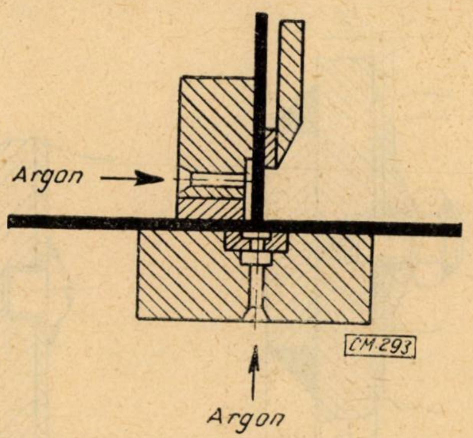


Fig. 2

La grosimi ce depăşesc 30 mm este avantajoasă sudarea electrică sub baie de zgură, în care caz se foloseşte curent alternativ, putîndu-se suda actualmente piese ce ating grosimi de 300 mm. Sudarea se execută cu electrod-placă (aproximativ 12 × 250 mm).

Sudarea prin contact şi-a găsit aplicaţie la executarea căptuşirilor cu titan ale aparatelor de mică capacitate.

Marele avantaj al sudării de contact este faptul că rezistenţa la coroziune a cordonului de sudură este aceeaşi cu cea a metalului de bază, spre deosebire de celelalte moduri de sudare la care cordonul de sudură se corodează relativ mai repede decît metalul de bază.

În cazul profilurilor complexe şi al cordoanelor de secţiune mare se folosesc camere închise cu atmosferă controlabilă. Sudarea în atmosferă controlabilă se efectuează în camere speciale în care s-a făcut vid înaintat (0,15 — 0,01 mm Hg) şi s-a introdus argon la presiune mică (0,1 at). Există şi camere cu atmosferă controlabilă în care sudorul lucrează în costum special (asemănător celui de scafandru).

În concluzie, pentru sudarea titanului este bine să se folosească pe cît posibil sudarea automată; de asemenea este recomandabilă îmbinarea cap la cap, care permite utilizarea la maximum a mecanizării.

Piesele cu grosimea sub 2 mm este avantajos să fie sudate prin contact (acolo unde este posibil), iar piesele ce depăşesc grosimea de 30 mm este recomandabil să fie sudate sub baie de zgură.

Titanul este folosit în domeniul utilajului chimic în mod deosebit pentru căptușiri și placări.

Căptușirile și placările cu titan au același scop ca și celelalte căptușiri cu metal anticorosiv, adică protejarea împotriva coroziunii a pieselor și subansamblurilor utilajului chimic.

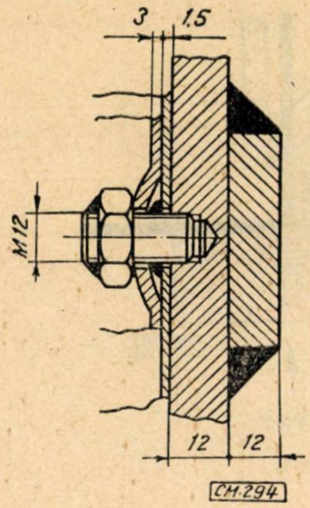


Fig. 3

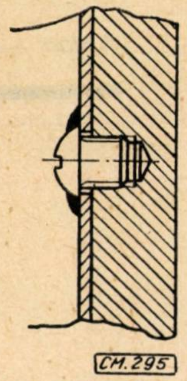


Fig. 4

Pentru aparate de diametru mic (400 — 1 000 mm), cămașa de protecție nu trebuie prinsă de peretele de oțel carbon, însă la aparatele de diametru mai mare este necesară această prindere și ea se realizează cu ajutorul șuruburilor sau al știfturilor filetate din titan (fig. 3 și 4).

Pentru orientare au fost notate și dimensiunile pieselor din îmbinare în cazul unui recipient placat cu titan folosit pentru distilarea acidului acetic și avînd diametrul de 2 700 mm și înălțimea de 8 700 mm [7].

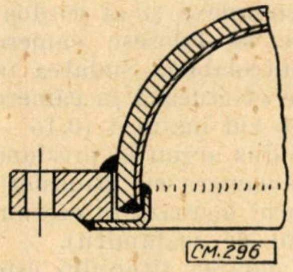


Fig. 5

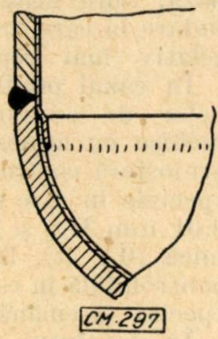


Fig. 6

Pentru placarea fundurilor și capacelor recipientelor se folosește metoda presării la cald a celor două table, de oțel carbon și de titan. După presare, fără a scoate piesele din matriță, se sudează marginile celor două table de metal diferit. Această sudură rămîne apoi ferită de contactul cu mediul de lucru (fig. 5 și 6).

Înainte de presare, cele două suprafețe ce vin în contact trebuie să fie bine curățate, existența zgurei între cele două suprafețe nefiind permisă.

Controlul sudurilor se face cu ajutorul petrolului. Pentru capac și fund se folosește detectorul cu heliu sau cu hidrocarburi halogenate. În cazul folosirii hidrocarburilor hologenate (de exemplu freon) este necesară o spălare îndelungată a locului controlat, deoarece prezența acestor hidrocarburi, chiar în cantități mici, duce la defecte de sudură.

În ultimul timp se urmărește mărirea rezistenței la coroziune a titanului. Una dintre metodele folosite în acest sens este alierea cu metale prețioase, ca platina și paladiul (alierea cu 0,05 % cu unul dintre aceste metale ridică rezistența titanului la coroziune în acid sulfuric de 50 — 100 de ori).

Proprietățile deosebite ale titanului și aliajelor sale ne obligă să acordăm atenție mai mare și în țara noastră acestui metal, considerat ca unul dintre metalele viitorului, cu atît mai mult cu cît deține locul 4 în ordinea de răspîndire a metalelor pe suprafața pămîntului.

[1] Developments in methods for processing titanium. In : Machinery, nr. 2334, 1957, p. 291.

[2] New titanium alloys. In : Engineer, nr. 4808, 1958, p. 574.

[3] Producing titanium ingots. In : Engineer, nr. 5353, 1958, p. 354.

[4] *Vachet, P.* Le titane. In : Métaux, nr. 397, 1958, p. 353.

[5] *Pulțin, N. M.* Povîșenie corrozionnoi stoikoisti titanovîh splavov. In : Himiceskoie mașinostroienie, nr. 6, 1963, p. 26 .

[6] *Toropov, V. A., Kolosova, L. I.* Metodî svarki titana v himiceskom mașinostroienii. In : Himiceskoie mașinostroienie, nr. 6, 1963, p. 27.

[7] *Noka, Takeo* ș.a. Typical examples of welded construction for the chemical industry. Materialele adunării anuale din 1958 a Institutului internațional de sudură, Viena.

[8] *Mc Quillan, A. D., Mc Quillan, M. K.* Titanium. Butterworth scientific publications, p. 86—131, 438—445.

[9] Symposium on titanium, Los Angeles, 17—18 septembrie 1956.

[10] *Pavliuk, S. K., Tucinski, F. M.* Svarka himiceskoi apparaturî iz titana. In : Himiceskoie mașinostroienie, nr. 1, 1963, p. 32.

Documentare

Camere de ardere noi pentru motorul cu aprindere prin scînteie. În: The Engineer, 7 ian 1966, p. 32.

Amenajarea celei mai mari părţi a camerei de ardere în pistonul motorului cu aprindere prin scînteie a căpătat recent o nouă realizare. Astfel, motorul cu patru cilindri în V la 60º, fabricat de Ford (Anglia) pentru a echipa autoturismul Corsair, posedă pistoane cu fundul configurat astfel încît să primească aproape întreaga cameră de ardere (fig. 1). Nefiind o soluţie atît de netă în acest sens ca aceea practicată de Rover 2000, prima formulă a lui Ford înscrie totuşi un pas nou spre părăsirea soluţiei clasice cu camera de ardere în chiulasă. Dintre aceste din urmă soluţii merită menţionată formula mult îmbunătăţită de către uzinele britanice Ferguson la motorul lor cu patru cilindri opuşi (fig. 2), în care camera de ardere a fost compactizată în dreptul supapei de evacuare şi al bujiei.

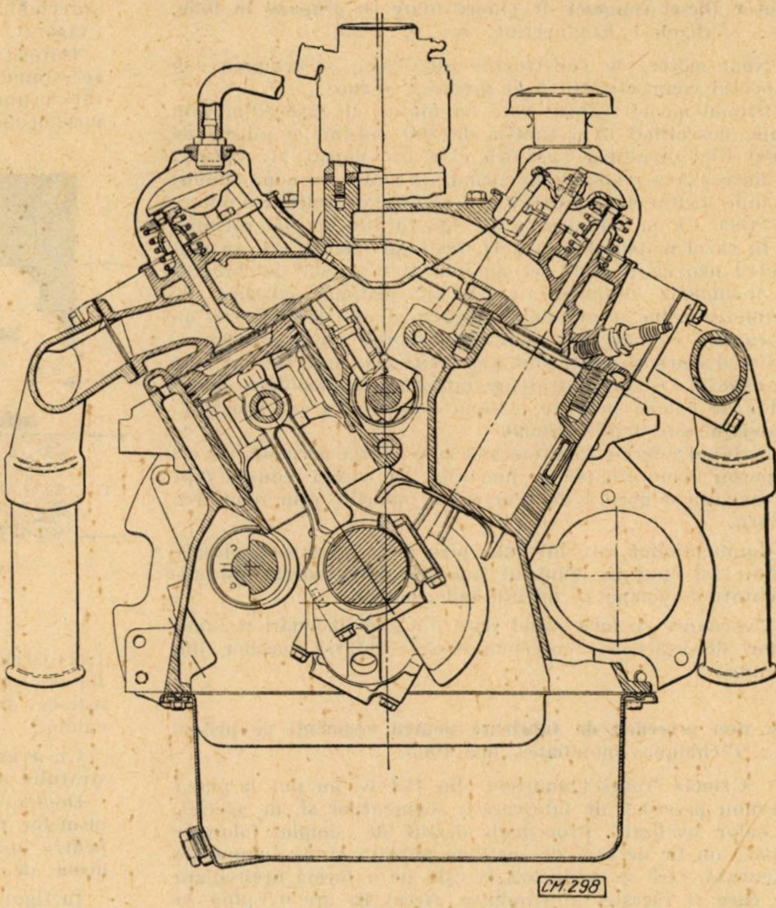


Fig. 1

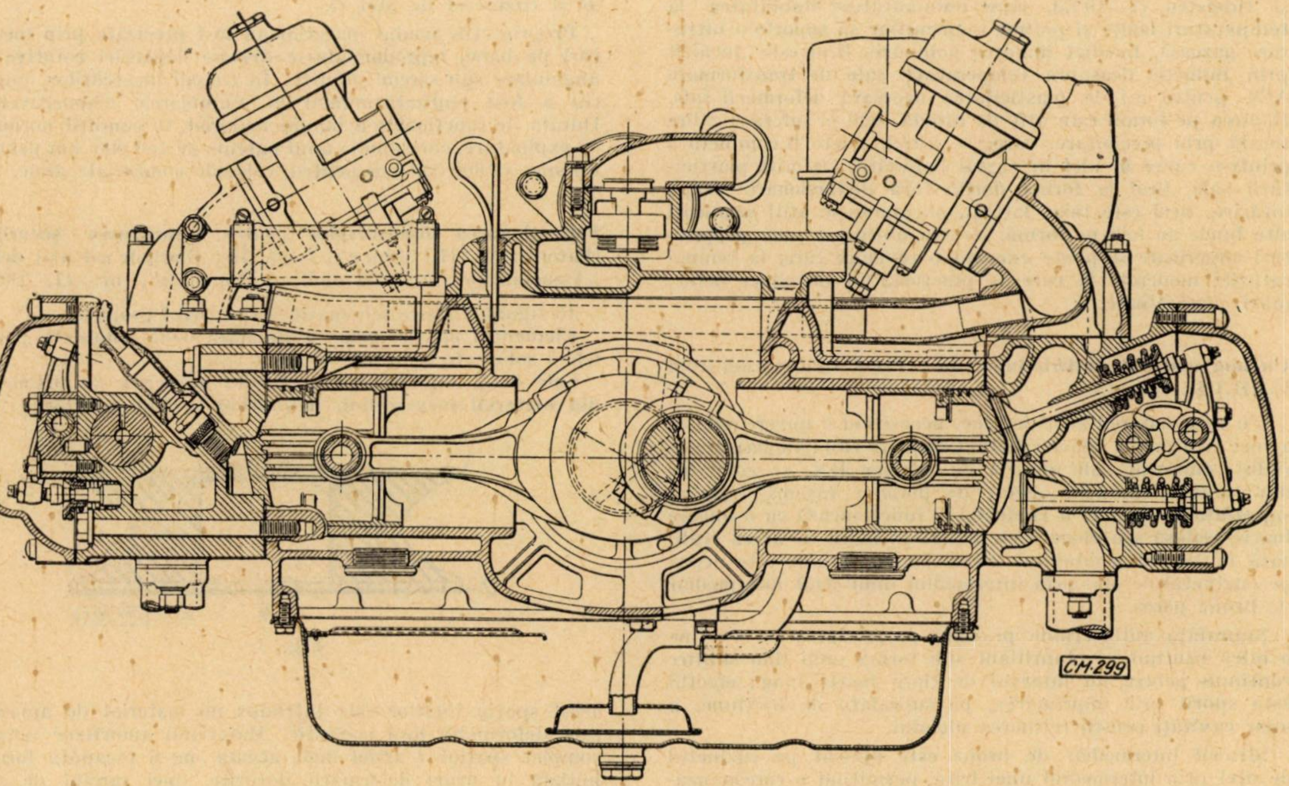


Fig. 2

Motor Diesel compact de putere mare cu pistoane în linie. În: Mechanical Engineering, nr. 6, 1965.

Noul motor, de construcție americană, se remarcă sub aspectul compactității și al greutății reduse.

Primul model realizat este un motor cu șase cilindri în linie, dezvoltînd la o turație de 400 rot/min o putere de 6000 CP; greutatea specifică este de numai 11 kgf/CP. Urmează să se realizeze, în curînd, un motor cu nouă cilindri în linie și altul cu 12 cilindri în V, ambele dezvoltînd o putere de 1000 CP pe cilindru la aceeași turație de 400 rot/min.

În cazul motoarelor în linie, pistonul inferior are un diametru mai mare decît cel superior și comandă deschiderea și închiderea luminilor de baleiaj; pistonul superior, de diametru redus, comandă evacuarea și este legat printr-un mecanism cu braț basculant cu arborele cotit superior.

Cei doi arbori cotiți sînt angrenați prin intermediul unei transmisii. O corespunzătoare întîrziere la închiderea luminilor de baleiaj permite o bună umplere cu aer proaspăt. Baleiajul este unidirecțional.

Pistonul inferior funcționează la o viteză normală, iar cel superior avînd o cursă pe jumătate, la viteză redusă, fapt ce asigură o durată de funcționare sporită prin reducerea uzurii.

Combustibilul este introdus prin două injectoare, plasate diametral opus în cilindrul superior; injectoarele sînt alimentate de pompe de injecție independente.

Evacuarea se face rapid datorită unei înclinări a luminilor de evacuare, corespunzătoare rotației gazelor din cilindru.

Un nou procedeu de fabricare pentru segmenți de piston. În: Techniques mondiales, dec 1965.

Uzinele Teves-Thompson din R.F.G. au pus la punct un nou procedeu de fabricare a segmenților și, în special, a celor ovalizați. Procedeul, destul de simplu, folosește inițial un fir de oțel de secțiune pătrată și de compoziție adecvată, care se bobinează la cald pe o formă necirculară pe care se răcește, întărindu-se. Acest fir are 0,3 pînă la 1,5% carbon, 1 pînă la 25% crom, 0,5 pînă la 4% molibden și 0,1 pînă la 2% vanadiu cu adaosuri de nichel (1—5%) și tungsten (1—10%), care îmbunătățesc stabilitatea la temperaturi înalte și permit segmenților să suporte o nitrurare gazoasă. Imediat înaintea bobinării, firul este încălzit prin inducție deasupra temperaturii sale de transformare AC3 pentru a-i da plasticitatea necesară deformării sale. Răcirea pe formă este atît de rapidă încît el suferă o călire totală prin precipitare, care, de altfel, poate fi completată printr-o călire în ulei în cursul bobinării. Datorită plasticității sale, firul ia forma dorită fără distorsionări. După întărire, firul este tăiat lateral, obținîndu-se atîți segmenți cîte bucle au fost pe formă. Pentru obținerea unor proprietăți superioare se poate executa o revenire care, la temperaturile moderate la care se practică, nu introduce deformări supărătoare.

Un nou material antifricțiune. În: Press Information from E.I.B.I.S., NS 313.

Un nou material antifricțiune, necesitînd o ungere redusă, a fost realizat de Glacier Metal Company Ltd (Anglia). Materialul, cunoscut sub numele de Glacier DX, se compune din straturi dintr-un acetat de polimer rășinos formînd suprafața de contact a lagărului și funcționează cu o ungere foarte redusă sau chiar fără ungere în afară de aceea realizată în timpul montajului. Stratul antifricțiune este depus pe cuzinetul de oțel prin intermediul unui strat intermediar de bronz poros.

Suprafața antifricțiune prezintă proprietatea de a reține o mică cantitate de lubrifiant sub forma unui film subțire continuu pentru un interval de timp foarte lung; efectul este sporit prin imprimarea, pe suprafața de fricțiune, a unor cavități pentru reținerea uleiului.

Stratul intermediar de bronz este aplicat pe cuzinetul de oțel prin intermediul unei frite, permițînd o corespunzătoare evacuare a căldurii dezvoltate; chiar suprasarcinile apreciabile nu determină creșterea temperaturii în mod exagerat.

Datorită proprietăților menționate, lagărele considerate corespund instalațiilor sau agregatelor ce prezintă dificultăți la ungere după montare. De exemplu, montate în cadrul mecanismelor de direcție sau al sistemelor de suspensie ale tractoarelor sau ale automobilelor, nu mai necesită nici un fel de întreținere după umplerea cu lubrifiant la montaj. Adesea, durata de funcționare corespunde cu aceea a vehiculului.

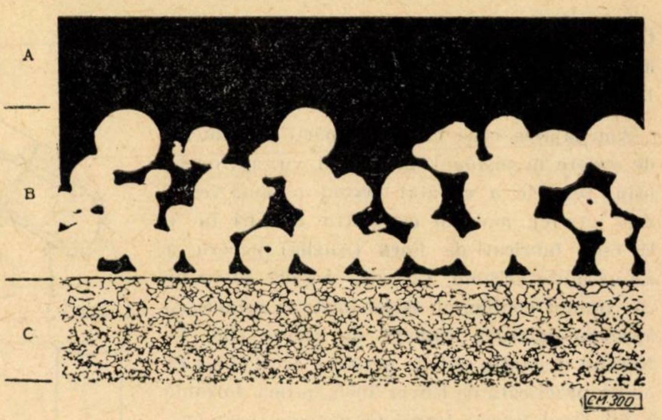


Fig. 1

Un avantaj suplimentar constă în posibilitatea prelucrării stratului antifricțiune atît înainte, cît și după montaj.

Domeniul de aplicare cuprinde cuzineții de palier ai mecanismelor rotative, ca pompe, compresoare, cutii de viteze pentru mecanismele culisante ale mașinilor-unelte, mecanisme de direcție, sisteme de suspensie etc.

În figura 1 apare microfotografia unei secțiuni prin acest material antifricțiune, în care se precizează: stratul antifricțiune din polimer *A*, stratul intermediar din bronz poros *B* și cuzinetul de oțel *C*.

Proprietățile noului material au fost precizate prin încercări pe banc, reproducîndu-se diverse deplasări rotative și unghiulare sub sarcini diferite. În timpul încercărilor, ungerea a fost realizată numai la asamblarea dispozitivelor. Durata de funcționare a noului material, în condiții normale de exploatare, corespunde unui parcurs de 160 000 km pentru turisme și 800 000 km pentru vehicule comerciale grele.

Perfecționarea dispozitivelor pentru amortizarea șocurilor (Patent: W. H. Miner, inc.). În: Giornale ed atti della „Associazione Technica dell' Automobile", nr. 11, 1965.

În figura 1 apare schematic dispozitivul propus.

Elementul elastic inelar *1* prezintă două suprafețe paralele *2* solicitate la forțele de șoc.

Cele două suprafețe plane *2* sînt acoperite cu plăcile *3* din material inextensibil, delimitînd spațiul interior *4*. În acest spațiu interior este introdus un material de amortizare deformabil însă neelastic. Materialul amortizor umple complet spațiul *4* astfel încît acesta nu-și recapătă forma inițială în urma deformării datorite unei sarcini de șoc decît sub acțiunea inelului elastic *1*.

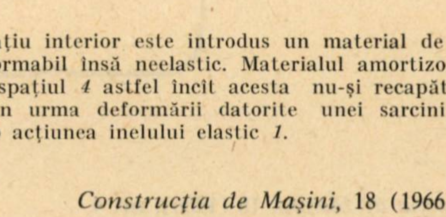


Fig. 1

Suspensie pentru autovehicule (Patent : Ford France S.A.). În : Giornale ed atti della „Associazione Technica dell' Automobile", nr. 8, 1965.

Suspensia considerată pentru roată independentă comportă (fig. 1) un suport *1* articulat elastic pe șasiu în două puncte *2* și *3*, distanțate între ele.

Linia *A* care unește punctele de articulație este înclinată în raport cu axa longitudinală a vehiculului astfel încît

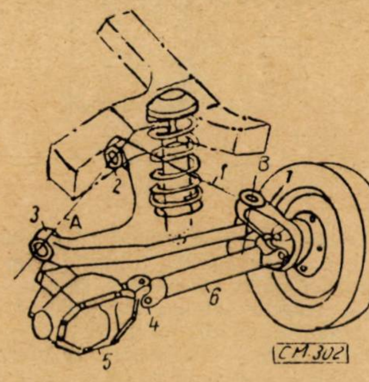


Fig. 1

să nu treacă prin organul de cuplare *4*. Cuplajul *4* realizează legătura necesară între diferențialul *5* și axul *6*, de lungime constantă, al roții motoare.

Suportul *7* al discului roții motoare este articulat după axa *B* de suportul principal *1*.

Influența rectificării profilului de trecere al dinților pinioanelor cementate asupra rezistenței acestora. R. M. Pratusevici. În : Stanki i instrument, nr. 10, 1965.

Cercetări efectuate în diferite sectoare ale construcției de mașini au arătat că rectificarea profilului de trecere al dinților și al golului dintre dinții pinioanelor cementate provoacă micșorarea rezistenței și durabilității acestora. Înrăutățirea calităților de exploatare a pinioanelor se poate datora fie unor defecțiuni ale tratamentului termic (stratul tratat neuniform, cu discontinuități), fie condițiilor de rectificare necorespunzătoare (adaos de prelucrare mai mare decît adîncimea stratului cementat, regim de așchiere care favorizează apariția tensiunilor remanente de tracțiune în stratul superficial și modificarea microstructurii).

Pentru studiul cantitativ al influenței stării stratului superficial asupra rezistenței la oboseală a roților dințate care sînt supuse la încărcări mari, s-au efectuat încercări pe roți dințate fabricate din oțel de cementare 20 H, în cadrul cărora au fost realizate condiții de lucru similare cu cele din exploatare. Roțile dințate, avînd dimensiuni nominale identice și aceiași parametri de angrenare, au fost executate în trei variante distincte în ceea ce privește finisarea. În prima variantă roțile au fost tratate termic după șeveruire, iar în celelalte două rectificarea danturii, inclusiv profilul de trecere, a avut loc după tratamentul termic. La a doua variantă parametrii rectificării, efectuată în două treceri preliminare și o trecere finală, au fost de tipul celor utilizați curent în fabricație : adaosul pe ambele laturi ale dinților de 0,3 mm, adîncimea de așchiere de 0,05—0,07 mm la trecerile preliminare și de 0,02—0,025 mm la trecerea finală, viteza pietrei de 27 m/s, frecvența de deplasare axială a pietrei de 100 curse duble pe minut, răcire cu ulei. La a treia variantă, rectificarea s-a executat în două treceri, cu răcire insuficientă.

În timpul încercărilor, roțile dințate au fost antrenate de un arbore de torsiune prin intermediul unui cuplaj elicoidal la turația de 1 500 rot/min. Din fiecare variantă, 10—14 roți au fost supuse la diferite încărcări, determinate prin tensometrie.

S-a constatat că, datorită introducerii operației de rectificare după tratamentul termic, limita de oboseală la încovoiere se micșorează, la roțile prelucrate conform variantelor a doua și a treia, fiind respectiv de 3—5 și 7—12 ori mai mică decît la roțile prelucrate conform primei variante. Pe baza rezultatelor obținute s-a tras concluzia că regimul de așchiere al rectificării aplicate la roțile dințate cementate care lucrează în condiții obișnuite de încărcare, în scopul creșterii preciziei de execuție și insonorizării transmisiilor, trebuie să fie ales în așa fel încît să excludă apariția defectelor superficiale și a tensiunilor remanente. La roțile dințate supuse unor încărcări mari este recomandabil să se evite rectificarea profilului de trecere al dinților după tratamentul termic, operația fiind utilizată numai pentru finisarea porțiunii de lucru a dinților. Dacă este necesar ca dinții să fie rectificați pe întregul contur, trebuie să se prevadă o operație ulterioară de ecruisare a profilului de trecere.

Masă hidraulică pentru prelucrarea de grup prin metoda frezării continue. V. A. Romanov. În : Stanki i instrument, nr. 11, 1965.

La uzina de mașini-unelte „Proletarul roșu" din Moscova s-a introdus în fabricație o masă cu fixare hidraulică a pieselor și mișcare de rotație automată, utilizată pe mașinile verticale de frezat, tip 6 N 12 și 6 N 13.

Pe corpul *2* al mesei (fig. 1), avînd diametrul de 500 mm, sînt frezate zece fațete laterale, în fiecare fiind prelucrat cîte un locaș pentru presarea celor zece cilindri cu dublu efect *7*, blocați cu inelele *11*. Corpul *2* se centrează și se rotește în raport cu montantul imobil *5*, prevăzut cu două canale verticale, prin care se aspiră și se refulează uleiul de lucru, la presiunea de 80—100 kgf/cm². Canalele sînt racordate la amplificatorul hidropneumatic de alimentare prin conductele *1*, ștuțurile *6* și tuburi flexibile. În corpul *2* sînt executate două serii de cîte zece orificii radiale pentru vehicularea uleiului de lucru, care comunică periodic cu canalele verticale din montantul *5*. În funcție de poziția corpului în raport cu montantul, uleiul pătrunde în cavitatea din dreapta sau din stînga a cilindrilor *7*.

Mișcarea de rotație a mesei este comandată de un electromotor de 0,75—1 kW, pe al cărui arbore se află un pinion melcat. La acționarea unei manete de cuplare, axul melcat angrenat cu acest pinion transmite mișcarea la roata melcată *13* solidară cu masa, prin intermediul unei cutii de viteze și al axului melcat *14*. Reglarea poziției inițiale a mesei se efectuează înainte de cuplare, prin rotirea manuală a axului melcat *14*.

Semifabricatele se așază în casete cuprinzînd unul sau mai multe locașuri, care, prin construcția lor, oferă posibilitatea

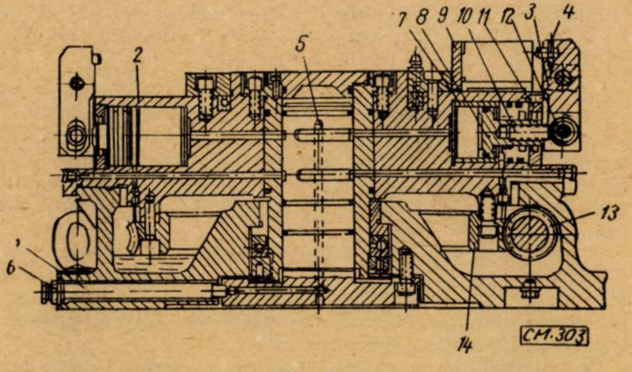


Fig. 1

de prelucrare simultană a pieselor cu configurație diferită (distanța de la suprafața de sprijin a casetelor pînă la suprafața de prelucrat este constantă).

După așezarea cîtorva casete cu semifabricate pe suprafața superioară a mesei se pornește mașina-unealtă și se cuplează masa hidraulică. În momentul cînd unul dintre semifabricatele *9* vine în contact cu freza, canalul de aspirație din montantul *5* este pus în legătură cu orificiul superior corespunzător din corpul *2*, astfel încît uleiul de lucru pătrunde în cavitatea din stînga a cilindrului *7*. Ca urmare, pistonul *8* al acestuia se deplasează spre dreapta și, cu ajutorul tijei

10, axului *12*, camei *4* şi furcii de fixare *3*, are loc blocarea semifabricatului. În cursul acestei deplasări uleiul aflat în cavitatea din dreapta a cilindrului *7* este evacuat prin orificiul inferior corespunzător din corpul *2* în canalul de refulare al montantului *5*. Cînd piesa prelucrată iese din zona de aşchiere, uleiul pătrunde în cavitatea din dreapta a cilindrului, deplasînd pistonul spre stînga, provocînd astfel deblocarea piesei.

Aşezarea pe masă a casetelor cu semifabricate şi îndepărtarea casetelor cu piese prelucrate se efectuează fără ca maşina să fie oprită, în afara zonei de aşchiere, ceea ce determină o reducere substanţială a timpului auxiliar, concretizată printr-o creştere de 50 % a productivităţii operaţiei.

Un nou suport pentru alezare. În : Rivista di meccanica, nr. 365, 1965.

O nouă bară de alezare (fig. 1) cu dispozitive de prindere interschimbabile permite schimbarea în cîteva secunde a plăcuţelor cu fixare mecanică cu plăcuţe sudate din carbură sau oţel.

Cu aceste bare (Fabrica Nazionale di Utensili e Portantensili-Piacenza) se pot realiza prelucrări cu toleranţe foarte strînse chiar pe maşini grele.

Printr-o simplă rotaţie a barei se pot realiza pe strung, în ambele sensuri, orice lucrări de degroşare şi finisare interioară.

Canalul ce străbate bara în lung permite scurgerea fluidului de răcire pînă la unealtă, asigurîndu-se astfel o răcire constantă a acesteia, independent de adîncimea alezajului.

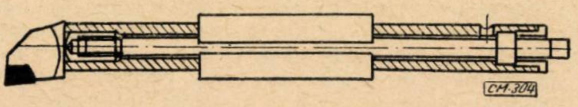


Fig. 1

Dispozitivul este realizat împreună cu o întreagă gamă de piese de schimb şi auxiliare : bare de alezare cu extractor de diametru cuprinse între 12 şi 40 mm, lungimea variind între 210 şi 360 mm, pentru alezaje minime de 19 la 60 mm ; cuţite pentru degroşare cu plăcuţe sudate din metal dur ; cuţite speciale de degroşare ; capete de fixare pentru cuţite rotunde înclinate la 30 şi 90° ; capete de fixare pentru piese triunghiulare.

Comportarea discurilor abrazive din două materiale. H. J. Crasemann şi R. Gruening. În: Werkstatts technik, nr. 1, 1965.

Tendinţa de creştere a randamentului discurilor abrazive a determinat realizarea discurilor din material ceramic, avînd o viteză periferică sporită. Pentru mărirea rezistenţei la rupere se poate acţiona însă mai puţin asupra compoziţiei materialului, fapt ce ar putea determina o eventuală micşorare a efectului de aşchiere, cît mai ales asupra structurii acestuia.

O serie de încercări efectuate la Şcoala tehnică superioară din Hanovra au precizat că se pot calcula solicitările în cazul discului abraziv cu liant ceramic pornind de la ipoteza că solicitarea datorită forţelor centrifuge variază aproximativ liniar cu deformaţiile pînă la rupere.

Considerîndu-se că viteza periferică de rupere a discurilor fără orificiu este cu 40 % mai mare decît aceea a discurilor cu orificiu şi că solicitările determinate pentru rupere sînt tensiunile tangenţiale corespunzătoare marginii orificiului, s-a măsurat variaţia tensiunilor prin intermediul deformaţiilor. Pentru încercări au fost folosite dispozitive rotative formate dintr-o flanşă de oţel avînd lipit pe o faţă un disc abraziv cu orificiu, iar pe cealaltă faţă, un disc fără orificiu. Tensiunile determinate pentru discurile pline au reprezentat aproximativ jumătate din cele măsurate pe marginea orificiului discurilor cu gaură. Valoarea raportului vitezelor periferice admisibile a rezultat mai redusă decît în calcul (1,22 în loc de 1,4), datorită, de sigur, influenţei flanşei de oţel pe care discurile erau lipite.

Importanţa practică a experimentărilor este mai redusă întrucît nu se pot monta discuri abrazive fără orificiu pe maşinile de rectificat normale ; metoda lipirii discurilor permite însă rezultate experimentale corespunzătoare.

Folosindu-se metodica menţionată, au fost aplicate manşoane metalice în orificiul discului abraziv. Experimental şi prin calcul s-a stabilit că forma realizată neutralizează parţial tensiunile tangenţiale, acestea scăzînd de la marginea interioară la cea exterioară a manşonului, datorită modulului de elasticitate al materialului abraziv mai redus decît al metalului. În schimb, tensiunile radiale cresc în zona considerată, micşorîndu-se apoi pînă la anulare, pe periferia discului. Cum în vecinătatea orificiului tensiunile radiale trebuie suportate de materialul adeziv utilizat pentru lipire, discul poate fi distrus atunci cînd tensiunile radiale depăşesc forţele de aderenţă respective (se ajunge la situaţia discului fără manşon central). Încercările au permis precizarea unui raport optim între diametrul intern şi cel extern al manşonului astfel încît tensiunea tangenţială în regiunea discului de la marginea orificiului să ajungă la valoarea de rupere atunci cînd tensiunile radiale egalează forţele de aderenţă pentru materialul de lipire.

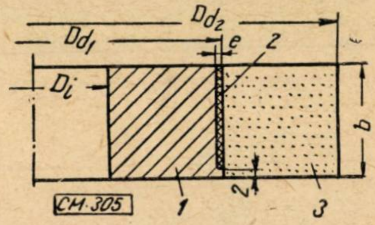


Fig. 1

Încercările realizate au demonstrat că, folosindu-se o grosime optimă a manşonului şi un adeziv corespunzător, viteza periferică de rupere pentru un disc de 300 × 20 mm cu orificii de 127, 150 şi 180 mm poate creşte cu 40 — 50 %.

Suprafaţa exterioară a manşonului *1* (fig. 1) este prelucrată astfel încît se realizează un spaţiu inelar *2* de grosime *e* între manşonul metalic şi discul abraziv *3*, spaţiu în care se toarnă adezivul. Manşoanele de acest fel pot fi reutilizate după uzarea discului, fiind aplicate la discuri noi.

S-a constatat experimental că la discurile astfel realizate, atît tensiunea tangenţială, cît şi cea radială, corespunzătoare marginii orificiului, scad pe măsură ce discul se uzează ; siguranţa în funcţionare creşte deci pe măsură ce diametrul discului scade (pentru utilizare la turaţie constantă).

În cazul cînd viteza periferică de funcţionare rămîne constantă, pe măsura uzării discului, tensiunea tangenţială creşte, iar coeficientnl de siguranţă în funcţionare scade.

Tendinţe actuale în cadrul forjării pieselor mari. M. Hugues. În : La métallurgie et la construction mécanique, nr. 4, 1965.

Prin piese forjate mari se înţeleg piesele avînd un diametru peste 350 mm (sau o secţiune corespunzătoare), indiferent de greutatea respectivă sau o greutate de peste 3 000 kgf, în cazul celor forjate şi peste 600 kgf, pentru cele matriţate.

Pentru încălzirea lingourilor se utilizează în ultima vreme şi cuptoare electrice cu rezistenţa formată din cocs de petrol introdus în recipiente de carborundum. Se obţin în acest caz temperaturi precise de încălzire pînă la 1 400°C.

La cuptoarele clasice se utilizează, în prezent, pentru încălzire, combustibili cu putere calorifică ridicată, de exemplu, gaze naturale sau petrol brut, evitîndu-se carburarea sau oxidarea oţelului. Se insistă asupra unei dispuneri raţionale a arzătoarelor şi asupra unui control automat al dozajului şi temperaturii.

Perfecţionările se axează, în general, în sensul măririi randamentului termic. Se utilizează, în acest scop, recuperatoare de căldură prin radiaţie sau tubulare pentru preîncălzirea aerului necesar arderii ; se folosesc materiale refractare corespunzătoare, din punct de vedere termic şi cu durată mare de utilizare, indiferent de preţul de cost (în special, materiale pe bază de magneziu sau de crom). Una dintre problemele principale încă în studiu este realizarea unei distribuţii corespunzătoare a temperaturilor în spaţiul cuptorului.

Ciocanele de forjat utilizate asigură o frecvenţă de 100 lovituri pe minut şi din această cauză sînt preferabile preselor însă pînă la 5 tf greutate a berbecului. Fundaţiile respective sînt realizate pe materiale amortizoare sau pe resorturi.

Presele de forjat în funcţiune au comandă hidraulică cu acumulatoare hidropneumatice, permiţînd folosirea pompelor de debit mediu. Presele cu acţiune directă (fluidul trimis direct în cilindru) sînt mai economice, puterea dezvoltată fiind proporţională cu rezistenţa la deformare a metalului prelucrat.

Echilibrul distribuţiei forţelor şi precizia mişcărilor constituie probleme ce trebuie luate în considerare la construcţia preselor. Pentru rezolvarea acestor probleme se realizează prese de construcţie inversată, traversa şi cilindrul fiind fixate sub pardoseală ; se asigură, astfel, instalaţiei un ancombrament redus şi o accesibilitate sporită.

Se evidenţiază tendinţa de a se utiliza puteri mai reduse, presele de 5 000 tf permiţînd realizarea oricăror operaţii.

Operaţiile de degroşare, tratament termic şi de deplasare a pieselor în timpul forjării formează obiectul unor continue preocupări. Se tinde, astfel, către automatizarea mişcărilor piesei şi a comenzilor presei.

Electroeroziunea, o metodă de lucru rapidă. E. Comatini. În : Rivista di meccanica, nr. 352, 1965.

Electroeroziunea constă în preluarea particulelor de pe o suprafaţă metalică prin acţiunea unei descărcări electrice cu scînteie realizată între doi electrozi.

Piesa de prelucrat formează anodul, iar unealta catodul, electrozii respectivi fiind foarte apropiaţi şi separaţi printr-un dielectric (izolant).

Sub acţiunea cîmpului electric, electronii eliberaţi de catod ciocnesc atomii sau moleculele dielectricului descompunîndu-le în ioni şi electroni ; ultimii continuă procesul determinînd descompunerea altor atomi sau molecule (proces în lanţ), astfel încît dielectricul devine conductor permiţînd apariţia descărcării electrice. Procesul se desfăşoară în mod continuu, dacă se restabileşte diferenţa de potenţial dintre electrozi după fiecare descărcare (se ajunge pînă la o mie de descărcări pe secundă).

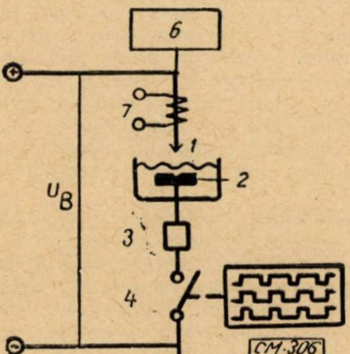


Fig. 1

Într-un punct al piesei, densitatea electrică ridicată determină cîmpuri electrice puternice care produc erodarea ; local, temperatura atinge 3000—4000°C, metalul topindu-se şi evaporîndu-se, particulele răcite sub formă de pulbere fiind preluate de dielectric.

În figura 1 apare schema electrică a unei maşini moderne pentru electroeroziune. Instalaţia comportă : electrodul unealtă *1*, piesa de prelucrat *2*, rezistenţa *3*, tranzistorul *4*, multivibratorul *5*, dispozitivul de servocomandă *6*.

După cum se vede schema nu conţine elemente pentru acumularea energiei, lucrînd după principiul impulsurilor comandate, produse de un generator de tip independent, cu impulsuri dreptunghiulare (în schemă, multivibratorul).

Permite variaţia frecvenţei : frecvenţă joasă, pentru degroşare şi înaltă, pentru operaţiile de finisare.

Servocomanda *6* asigură reglarea automată a distanţei dintre electrozi.

În ce priveşte materialul electrodului unealtă, se obţin rezultate corespunzătoare, folosindu-se cuprul electrolitic şi alama (se obţin mai uşor formele necesare prelucrării profilelor). Aliajul cupru-grafit obţinut prin sinterizare prezintă avantajul preluării unui volum mare din materialul piesei pentru un volum consumat redus al sculei. Se mai pot utiliza grafitul, fonta, bronzul, aliaj cupru-cadmiu, aluminiu etc.

Funcţiunea dielectricului este foarte importantă şi deci trebuie să îndeplinească condiţii stricte. De exemplu, aerul determină o descărcare neregulată cu ramificaţii (concentraţia efectului este redusă).

Se folosesc, în general, ca dielectric, hidrocarburi în stare lichidă sau semisolidă (reziduuri de cracare). Dielectricul trebuie filtrat în mod continuu pentru a îndepărta pulberea metalică rezultată ; în unele cazuri temperatura dielectricului este menţinută între 30 şi 35°C.

Articolul cuprinde, în continuare, descrierea unor maşini pentru electroeroziune şi a aplicaţiilor respective.

Procedeu rapid de sudare prin rezistenţă. În : Materials in Design Engineering, aug 1965.

Acest nou procedeu de sudare prin rezistenţă, care foloseşte un curent de înaltă frecvenţă, este aplicabil la sudarea metalelor cu grosimi între 0,1 şi 15 mm. Procedeul permite producerea unor profile prin sudare continuă sau a unor puncte de sudură, prin pulsarea curentului de sudură. Varianta continuă este, în special, indicată pentru fabricarea profilelor T,I,H etc. ale căror combinaţii de bride groase şi inimi subţiri sînt realizate într-o singură trecere în cadenţe de lucru de la 20 la 60 m/min. Postul de sudare este echipat pentru acest scop cu două mici contacte alunecătoare care aduc în metal curentul de înaltă frecvenţă (450 kHz). Acesta produce apăsarea unor galeţi în locul în care elementele de împreunat sînt în contact şi aduc aproape instantaneu suprafeţele alăturate la temperatura de topire. Legăturile astfel obţinute au o structură forjată datorită comprimării executate de către galeţi şi nu au oxizi şi nici porozităţi. Această sudură executată fără metal de aport este simplă şi rapidă. Varianta pulsantă diferă de cea precedentă numai prin întreruperea periodică a curentului de înaltă frecvenţă. Fiind posibilă reglarea periodicităţii întreruperilor curentului, se pot modifica lungimea şi intervalele punctelor de sudură.

Creşterea vitezei de sudare. În : Welding Journal, iulie 1965.

Sudarea cu arc cu electrozi de tungsten efectuată sub protecţia unui gaz inert nu permite decît viteze limitate de sudare. Folosirea unor curenţi mai puternici (peste 200—300 A) nu duce la un cîştig interesant de încălzire deoarece căldura suplimentară nu rămîne concentrată pe axa arc-piesă ci tinde să difuzeze. Aceasta, împreună cu „pompajul arcului” care se produce la valori anormal de mari ale curenţilor, duce la legături proaste. De aceea este preferabil să se lungească sursa în direcţia legăturii. Această soluţie a fost studiată prin folosirea unei scheme multicatodice în care arcurile emise de o serie de catode de tungsten sînt dirijate spre un anod comun. Încercările au fost executate, cu şase catode în linie, asupra unui oţel inoxidabil cu o grosime de 1,5 şi 3 mm. S-a constatat că, pentru o lungime de arc de 0,75 mm şi intervale de 6 mm între catode, viteza de sudare maximă este proporţională cu numărul de arcuri. De asemenea, se poate mări viteza de sudare, într-o măsură mai mică dar încă sensibilă, prin majorarea lungimii arcurilor şi a intervalelor dintre catode, ceea ce menţine piesa la o temperatură mai înaltă, fără prea multe interacţiuni între arcuri. S-a constatat că lungirea sursei termice procură viteze mari de sudare şi că în practică un portelectrod multicatodic bine conceput este un bun mijloc pentru a suda mai rapid.

Îmbunătăţirea rezistenţei în timp a sudurilor prin acoperiri plastice. În : Techniques mondiales, dec 1965.

Rezistenţa la oboseală a metalelor este influenţată de anumite fluide. De exemplu, oţelurile bogate în carbon şi în crom au rezistenţă la oboseală redusă în apă, în timp ce oţelul în atmosferă de azot, oţelul şi cuprul în vid au rezistenţă la oboseală mai mare decît în aer. Încă şi mai important este faptul că unele acoperiri au şi ele o influenţă asupra rezistenţei la oboseală a metalelor. Cercetătorii sovietici au studiat efectele diferitelor pelicule plastice pe bază de răşini epoxidice şi de poliester asupra rezistenţei la oboseală a epruvetelor sudate din oţel şi din aliaje de aluminiu. S-a procedat la încercări de oboseală la încovoiere pe epruvete crestate şi necrestate din metalele menţionate, cum şi asupra unor epruvete sudate, toate epruvetele fiind acoperite sau nu cu pelicule plastice.

Rezultatele acestor încercări, efectuate pe o maşină special construită în acest scop, au pus în evidenţă faptul că rezistenţa la oboseală a tuturor epruvetelor acoperite cu pelicule plastice este net crescută : între 65 şi 200%, pentru oţel şi între 30 şi 65%, pentru aliajul uşor. S-a mai constatat că protecţia acordată de către peliculă este durabilă, deoarece nici o înrăutăţire sensibilă nu a fost observată în proprietăţile mecanice ale epruvetelor acoperite, după şase luni de imersiune în apă.

Nu se cunoaşte exact mecanismul acţiunii acoperirii plastice asupra rezistenţei la oboseală. Se presupune că se produce o interacţiune între metal şi lanţurile carbonice ale materialelor plastice. Experienţe noi au fost organizate pentru a stabili o teorie care să explice efectele mediului înconjurător asupra rezistenţei la oboseală şi, de asemenea, pentru a descoperi materiale plastice care să mărească această rezistenţă.

Acoperirea suprafeţelor de titan pentru tratamente. În : Techniques mondiales, dec 1965.

Cînd se supun tratamentelor termice piesele din titan şi aliajele acestuia, de multe ori se cere să se protejeze anumite regiuni pentru ca astfel duritatea lor să nu crească, păstrîndu-se proprietăţile originale. Pentru a permite realizarea acestei cerinţe s-a elaborat o formulă nouă de lac pentru acoperirea suprafeţelor care nu trebuie supuse tratamentului. Cînd tratamentul este efectuat într-o baie de oxid de bor topit, lacul are efectul de a inhiba durabilizarea pe suprafeţele depuse, prin borul pe care îl conţine.

Compoziţia unui astfel de lac este de tipul următor : 4 g de bor amorf în praf, 4 ml dintr-o substanţă răşinoasă şi 14 ml de tricloretilenă. Acest amestec se aplică cu pensula pe suprafeţele de titan ce trebuie protejate, grosimea stratului depus fiind fără importanţă, important fiind ca suprafeţele să fie complet acoperite. Apoi se poate supune piesa la tratamentul termic într-o baie de oxid boric, pînă cînd cementarea atinge gradul dorit de pătrundere. Lacul se oxidează aproape imediat, lăsînd borul să imunizeze suprafeţele de dedesupt.

Controlul grosimii acoperirii electrolitice. În : Product Engineering, 2 aug 1965.

Pentru îmbunătăţirea calităţii protecţiei barelor antişoc ale automobilelor tehnicienii uzinelor americane General Motors au pus la punct o nouă metodă de încercări. În două minute, bancul de încercări supune piesele unei uzuri egale cu aceea pe care ele ar suferi-o într-un an în condiţiile lor normale de folosire. Această nouă probă constă în imersiunea barelor într-un electrolit special care conţine o substanţă ce provoacă apariţia scînteilor roşii, imediat ce coroziunea a pătruns stratul de protecţie. Datorită acestui semnal, se poate măsura timpul necesar pentru ca coroziunea să traverseze stratul de protecţie, deci grosimea acestuia. Pe de altă parte, o metodă de simulare a tehnicii de protecţie într-o baie de nichel-crom permite prevederea variaţiilor grosimii nichelului pe piesă, încă atunci cînd acesta nu a fost realizat. În adevăr, se ştie că stratul de nichel asigură protecţia anticorosivă pe piesele cromate. Dat fiind că repartiţia liniilor cîmpurilor electrice în jurul unei piese de protejat într-o baie electrolitică depinde de forma piesei, se poate utiliza un mulaj de ghips cu forma prevăzută pentru piesă şi acoperit înaintea încercării cu un strat bun conducător. O sondă, montată pe un cărucior, permite apoi măsurarea distribuţiei curentului în jurul piesei şi determinarea grosimii acoperirii, deoarece, într-un punct dat, această grosime este proporţională cu curentul. Datorită acestui simulator este deci posibilă modificarea formei piesei pentru a obţine o mai bună protecţie.

Vopsele anorganice îmbunătăţite. În : Materials in Design Engineering, iulie 1965.

Vopselele anorganice actuale, împreună cu acelea cu silicaţi ai metalelor alcaline, au multe deficienţe : se întind şi aderă greu, neacoperind suprafeţele vopsite destul de complet pentru a le asigura o protecţie sigură.

S-a produs recent o gamă de vopsele organice pentru vehiculele spaţiale, care se pot aplica şi altor utilizări şi care nu mai produc dificultăţile arătate. Ele aderă bine la mai toate metodele şi la multe suprafeţe nemetalice ca fibra de sticlă, materiale celulozice etc. Aceste vopsele nu crapă, nu se cojesc şi nu se descompun la temperaturi între —125 şi +1 000°C. În plus, ele pot fi spălate, primind orice culoare pe care o păstrează mult timp.

Aceste vopsele sînt formate din două straturi aplicate succesiv : cel iniţial este un liant pe bază de silicat al unui metal alcalin şi cel final este o compoziţie care conţine fosfaţi anorganici, avînd proprietăţi de înmuiere. Prin adaosul de alţi agenţi anorganici se pot modifica proprietăţile vopselelor astfel încît să răspundă unui mare număr de necesităţi specifice. Dificultăţile de ardere a vopselelor cu silicaţi au fost eliminate prin acoperirea cu un amestec de fosfaţi, care, precipitînd în porozităţile stratului primar, acoperă interstiţiile lăsate între particulele pigmenţilor săi şi măresc durabilitatea acoperirii. Oxidul de aluminiu adăugat unora dintre aceste vopsele noi le permite să-şi păstreze culoarea albă la temperaturi foarte înalte (pînă la 1 000°C).

Aplicaţiile razelor infraroşii în industria constructoare de maşini. A. Fontanesi. În : Rivista di meccanica, nr. 358, 1965.

Utilizările razelor infraroşii în industria constructoare de maşini, fără de a prezenta complexitatea exemplelor din alte domenii, oferă totuşi unele aspecte de reală importanţă.

Se pot enumera ca mai importante : uscarea lacurilor, aplicarea localizată a căldurii pentru prelucrări mecanice, degresarea prin carbonizare a uleiurilor de matriţare, încălzirea spaţiului de lucru în orice punct al atelierului.

Trebuie observat că astăzi nu mai este posibil să se neglijeze calitatea aspectului produselor industriei constructoare de maşini, vopsirea suprafeţelor prezentînd un continuu progres.

Una dintre problemele importante ale operaţiei de vopsire este scurtarea ciclului de lucru respectiv. De exemplu, în cazul unei maşini tipografice, suprafeţele rezultate din turnare trebuie să suporte următorul tratament : astuparea scobiturilor, netezirea suprafeţei, aplicarea stratului de fond, vopsirea definitivă. Considerînd intervalele de timp neapărat necesare pentru uscare, se ajunge pînă la o durată de o săptămînă a ciclului de lucru pentru acoperire. În acest caz, uscarea cu raze infraroşii poate scurta ciclul pînă la o zi.

În cazul aplicării unui singur strat de acoperire (maşini agricole), uscarea rapidă cu raze infraroşii permite obţinerea unei suprafeţe lucioase, curate (fără praf).

În procesul de acoperire cu lacuri sintetice, care asigură o protecţie optimă a suprafeţei metalice, polimerizarea peliculei protectoare se realizează mai puţin prin evaporarea solventului, decît printr-un aport de căldură din exterior, efectuat într-un anumit interval de timp şi la o anumită temperatură. Evident, şi în acest caz, ţinînd seamă de complexitatea posibilă a tipurilor de lacuri, de ancombrament şi de maniabilitate, instalaţiile de încălzire cu raze infraroşii sînt superioare tuturor celorlalte.

Instalaţiile de uscare în cazul maşinilor sau agregatelor netransportabile (prese, maşini-unelte, motoare marine etc.) se rezumă la o serie de stative orientabile compuse din mai multe radiatoare tubulare cu raze infraroşii. Două stative cu cîte nouă radiatoare de 1,1 kW, situate la 1,2 m de la suprafaţa de încălzire asigură polimerizarea peliculei de lac în 30—45 min, fără ca maşina (de exemplu, un strung de 2,8 m) să depăşească temperatura de 50°C. Calitatea suprafeţei obţinute astfel corespunde tuturor exigenţelor.

În cazul maşinilor transportabile, uniforme ca dimensiuni şi greutate, compuse din părţi turnate, tablă, cauciuc etc. (motoare electrice, ventilatoare, motopompe, motoare agricole etc.), pentru care temperatura de încălzire nu trebuie să depăşească 70—80°C (poate apărea deteriorarea unor piese sau scurgerea unsorii consistente din lagăre), se adoptă instalaţii de vopsire cu dispozitive transportoare, încălzirea realizîndu-se în cuptoare cu raze infraroşii, mai avantajoase decît instalaţiile de încălzire cu aer cald.

Se pot folosi în cazul considerat ca surse de radiaţie cuptoare încălzite cu metan (8000—100000 kcal/h) sau cu gaze lichefiate (100000—150000 kcal/h) sau surse electrice (80000 —100000 kcal/h). Încălzirea electrică este de 3—4 ori mai costisitoare, în general, decît încălzirea cu metan şi cu 15 —20% decît cea cu gaze lichefiate. Totuşi, în primul caz, costul instalaţiei este mult mai redus.

Probleme privind pregătirea modernizării producţiei în industria constructoare de maşini grele (Prodnicova Organizace, nr. 9, p. 404—407). J. Sabotka. Caiet selectiv, nr. 1, 1965 — Planificarea întreprinderii şi eficienţa economică a tehnicii noi. Bucureşti, IDT.

În cadrul articolului respectiv sînt prezentate, pe grupe de probleme, principalele măsuri care trebuie luate pentru îmbunătăţirea pregătirii modernizării producţiei :

— Alegerea lucrărilor de modernizare care trebuie să pornească de la o serie de principii — redate analitic în articol — şi din care se menţionează : lucrări complexe de specializare, atenţie deosebită asupra secţiilor auxiliare, în special asupra sculăriei şi a reparaţiilor, mecanizarea lucrărilor grele, expertiza etc.

— Organizarea proiectării. Concentrarea proiectării la întreprinderi mari sau gruparea în scopul creşterii randamentului. Grupa de proiectare va fi completată — ca o condiţie esenţială — cu specialişti tehnologi, planificatori, economişti etc. Pentru buna desfăşurare a muncii de proiectare, autorul scoate în evidenţă importanţa respectării principiilor de muncă şi a soluţiilor tehnice moderne, ale căror obiective sînt amplu redate în articol.

— Realizarea lucrărilor de modernizare pentru care trebuie luate măsuri eficiente în ce priveşte finanţarea şi asigurarea cu materiale.

— Conducerea modernizării producţiei, ţinîndu-se seamă de o serie de aspecte, printre care : corelarea producţiei cu planul de investiţii, organizarea relaţiilor între întreprinderi din punctul de vedere al intereselor generale, organizarea schimburilor de experienţă etc. Autorul precizează că hotărîrile privind aspectele de amănunt ale modernizării nu trebuie să se concentreze în cadrul organelor superioare, aceasta frînînd iniţiativa întreprinderilor.

Recenzii

Incercări şi analize de metale. Coordonare ştiinţifică, acad. Şt. Nădăşan, Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 653 pag.

Lucrarea tratează încercările şi analizele metalelor practicate în laboratoarele uzinelor constructoare de maşini şi ale celor metalurgice. Este formată din 14 capitole.

După ce în capitolul 1 se dau noţiuni introductive privind metodele, scopul şi dezvoltarea încercărilor de metale, în capitolul 2 se examinează încercările de rezistenţă. În primul rînd sînt abordate încercările statice (la tracţiune, compresiune, încovoiere etc.), pentru fiecare fiind prezentate obiectivele urmărite, caracteristicile epruvetelor şi utilajele necesare. În continuare se trece la încercările la temperaturi ridicate, o pondere însemnată fiind acordată încercărilor la fluaj şi relaxare. Un loc important este afectat încercărilor la solicitări oscilante, descriindu-se pe larg metodele, maşinile şi epruvetele utilizate pentru determinarea rezistenţei la oboseală, cu indicaţii asupra prelucrării rezultatelor. În celelalte subcapitole sînt analizate încercările dinamice, capacitatea de amortizare a metalelor şi încercarea în stare de tensiune triaxială.

Capitolul 3 se referă la încercările de duritate. În afară de încercările statice reţin atenţia încercările dinamice prin metodele plastică şi elastică, cu specificarea domeniilor de aplicare şi a posibilităţilor de erori, cum şi încercările efectuate prin metode speciale : prin zgîriere, pendulare, pilire, la temperaturi joase şi pe cale automată.

Încercările tehnologice prezentate în capitolul 4 sînt cele de deformabilitate, de prelucrabilitate prin aşchiere şi de uzură. Menţionăm din cuprins metodele de determinare a duratei de tăiere continuă şi a temperaturii de tăiere, metoda de încercare la uzură cu izotopi radioactivi.

Capitolul 5 este consacrat analizelor experimentale ale tensiunilor. După precizarea scopului şi necesităţii acestei analize se examinează metoda învelişului casant, fiind enumerate condiţiile impuse, tipurile de lacuri folosite, procedeele de aplicare, efectuarea analizei şi interpretarea rezultatelor. În paragraful destinat tensometriei se descrie principiul de funcţionare a tensometrelor mecanice, opticomecanice, pneumatice şi electrice, iar în încheierea capitolului se ia în discuţie metoda învelişului fotoelastic.

În legătură cu verificarea utilajelor de încercări mecanice, în capitolul 6 se prezintă, iniţial, etaloanele pentru măsurarea forţelor şi a durităţii. În continuare se tratează operaţiile de verificare, axate pe instrucţiunile în vigoare şi pe caracteristicile metrologice prescrise la măsurarea elementelor amintite.

Capitolul 7 este dedicat examinărilor nedistructive : metodele magnetice şi electrice, controlul cu radiaţii X şi gamma şi defectoscopia ultrasonică. Dintre problemele abordate cităm procedeele pentru cercetarea modificărilor fizicomecanice (procedee cu magnetizare premergătoare şi inductive), sursele de radiaţii şi metodologia de utilizare, bazele fizice ale defectoscopiei ultrasonice şi metodele respective, o dezvoltare mai amplă fiind dată defectoscopiei prin rezonanţă.

După examinările metalografice (capitolul 8) se trece la determinarea compoziţiei prin analiza chimică cantitativă (capitolul 9). Materialul este organizat în conformitate cu analizele aplicate oţelurilor fier-carbon şi aliajelor de aluminiu, pentru fiecare descriindu-se modul de determinare a conţinutului de diferiţi constituenţi, în cazul oţelului fiind prezentate şi analizele calorimetrice.

Capitolul 10 se ocupă de încercări la coroziune, iar capitolul 11, de încercări mecanice speciale. În primul, pe lîngă încercările curente la coroziune electrochimică şi chimică, sînt luate în considerare şi încercări de laborator cu tematică deosebită, ca, de exemplu, încercarea la coroziunea intercristalină pentru oţelurile cu structură austenitică şi determinarea rezistenţei la coroziune a acoperirilor metalice. În cel de-al doilea se ridică problemele încercărilor unor anumite semifabricate (sîrme, cabluri, table subţiri şi ţevi) şi ale încercărilor referitoare la diferite tehnologii de fabricaţie (sudare, metalurgia pulberilor şi turnarea fontei) ; de asemenea, se dau indicaţii asupra determinării tensiunilor proprii.

Activitatea laboratoarelor de uzină constituie obiectul capitolului 12, încorporînd controlul materialelor și semiproduselor primite de la alte întreprinderi, controlul intermediar, lucrări executate în laboratoarele uzinelor metalurgice și ale turnătoriilor, recepționarea probelor. Capitolul 13 cuprinde considerații tehnico-economice asupra încercărilor metalelor, evidențiind parametrii concludenți rezultatelor, identitatea proprietății examinate cu aceea care determină comportarea în serviciu a construcției, parametrii care influențează economicitatea încercărilor etc. În ceea ce privește interpretarea statistică a rezultatelor, capitolul 14 precizează elemente din teoria probabilității, legi de distribuție și alte noțiuni necesare, completate cu exemple de utilizare.

Dezvoltarea industrială a țării, bazată cu precădere pe industria grea și a construcțiilor de mașini, pune pe prim plan studiul caracteristicilor metalelor și metodele de stabilire a caracteristicilor prin încercări. În conformitate cu această cerință, lucrarea oferă cititorilor un larg volum de cunoștințe, judicios sistematizate, privind prezentarea și critica procedeelor de încercare, domeniile de aplicație, erorile posibile și măsurile de evitare, mașinile și utilajele noi. Lucrarea este utilă inginerilor și tehnicienilor de laboratoare, celor care activează în controlul calității producției, cercetătorilor științifici, cadrelor didactice și studenților din învățămîntul tehnic superior.

Dezvoltarea complexă și echilibrată a economiei naționale. București, Ed. politică, 1965.

Politica P.C.R. de industrializare socialistă a țării are drept consecință principală dezvoltarea economică complexă și echilibrată reflectată în schimbările structurale ale economiei naționale.

Rezultatele obținute pînă în prezent demonstrează justețea liniei politice a partidului, întemeiată pe aplicarea creatoare a învățăturii marxist-leniniste la condițiile și particularitățile specifice țării noastre. Autorii prezentei culegeri apărute în Editura politică aduc o contribuție în sintetizarea aspectelor complexe de ordin economic, social și politic, pornind de la ideea că dezvoltarea economică echilibrată este o problemă a reproducției. Cele opt articole publicate cuprind aspectele generale ale reproducției socialiste lărgite, reflectată în politica economică a partidului nostru.

I. Răvar, în articolul „Proporția dintre acumulare și consum — proporție de bază a reproducției socialiste lărgite", se ocupă de corelația optimă dintre fondul de acumulare și fondul de consum, de legătura dintre acumularea socialistă și dezvoltarea economiei naționale, de legătura dintre fondul de consum și creșterea bunăstării materiale și culturale a oamenilor muncii din țara noastră.

„Complexitatea rezolvării acestei probleme constă în găsirea acelei proporții în repartizarea venitului național între fondul de acumulare și fondul de consum, care să satisfacă în modul cel mai judicios necesitățile mereu crescînde de consum ale populației și să asigure totodată dezvoltarea continuă, în ritm înalt, a producției socialiste" (pag. 7). În această direcție, autorul prezintă politica P.C.R. în domeniul investițiilor și asigurarea proporționalității optime în dezvoltarea sectoarelor I și II ale producției sociale, corelația dintre investiții și fondurile fixe, eficiența economică a investițiilor, influența fondului de consum asupra factorilor nivelului de trai etc.

M. Bulgaru se ocupă, în articolul „Îmbinarea armonioasă a industriei și agriculturii în cadrul dezvoltării complexe și echilibrate a economiei naționale", de locul și rolul industriei și agriculturii în economia națională, ritmul de dezvoltare diferențiat al celor două ramuri importante ca o condiție pentru schimbarea structurii cu un accent mai industrial al economiei, relațiile economice reciproce dintre industrie și agricultură și problemele actuale pe care le ridică această corelație principală.

„Valorificarea superioară a resurselor naturale," articol semnat de Al. Puiu, tratează despre trăsăturile principale ale acestui proces determinat de dezvoltarea industrială a țării, posibilitatea cunoașterii, inventarierea și gospodărirea rațională a resurselor naturale ale țării, pentru a crea o bază largă de materii prime, importanța valorificării superioare a resurselor în accelerarea dezvoltării economice a țării.

„Punerea în valoare a resurselor naturale la un nivel în continuă creștere — arată autorul — se realizează în strînsă interdependență cu rezolvarea unor probleme de importanță majoră ale dezvoltării economiei noastre cum sînt : industrializarea socialistă, promovarea consecventă a progresului tehnic, folosirea deplină și rațională a forței de muncă, dezvoltarea armonioasă a tuturor regiunilor, probleme care se întrepătrund în mod organic într-un tot unitar în opera de dezvoltare complexă și echilibrată a economiei naționale" (pag. 120).

I. Păcuraru semnează articolul „Dezvoltarea economică a României și folosirea forței de muncă". În strînsă dependență de problemele cuprinse în celelalte articole se tratează și cea a folosirii resurselor de muncă ale țării, schimbările intervenite în structura social-profesională a forței de muncă datorită progresului tehnic rapid. Articolul este însoțit de numeroase tabele care reflectă dinamica și structura pe ramuri a salariaților din industrie și întreaga economie, ca urmare a modificărilor structurale intervenite în economia noastră datorită industrializării socialiste a țării. „Noile ramuri și progresul tehnic realizat în economia națională au generat apariția de noi profesiuni inexistente în trecut, în timp ce altele au dispărut. Profesiunile noi sînt legate de noile mașini și utilaje, de introducerea mecanizării complexe și a automatizării, de perfecționarea tehnologiei etc." (pag. 156).

Articolul intitulat „Dezvoltarea economică și social-culturală a regiunilor Republicii Socialiste România", semnat de T. Coșcodan, P. A. Grigorescu, Gr. Corlan, se referă la politica partidului și statului pentru dezvoltare complexă și echilibrată a economiei pe baza creșterii cu precădere a industriei grele, a folosirii resurselor proprii, care a determinat schimbări esențiale în cadrul regiunilor țării. Autorii fac o analiză a principalelor trăsături ale procesului de dezvoltare economică a regiunilor, urmărindu-se schimbările intervenite, cum și menținerea unor particularități generate de gradul diferit de dezvoltare a regiunilor țării, cunoscut în trecut. Consecințele economice și social-culturale, ca urmare a politicii de repartizare rațională a forțelor de producție pe teritoriul țării, sînt prezentate dinamic și în perspectiva lor.

Ultimele trei articole se referă la problemele noi ale schimbului de mărfuri pe piața internă și externă.

Șt. Arsene, în articolul „Sistemul de prețuri și rolul lui în dezvoltarea complexă și echilibrată a economiei naționale", se ocupă de o pîrghie deosebit de importantă pentru înfăptuirea politicii economice a partidului. „Prețurile sînt folosite pentru planificarea investițiilor — se arată în articol —, a circulației mărfurilor, a productivității muncii, la planificarea financiară și, în genere, pentru toți indicatorii de sinteză folosiți în planificare ; ele sînt utilizate la determinarea eficienței economice a diferitelor sarcini de plan și în mod deosebit a producției, a alegerii variantelor optime de investiții și a introducerii tehnicii noi, la calcularea eficacității exportului și importului etc." (pag. 204—205).

Autorul analizează funcțiile sistemului de prețuri în dezvoltarea complexă și echilibrată a economiei naționale și metodele de stabilire a prețurilor.

În continuare, C. Iacobovici — Boldișor se ocupă, în articolul „Dezvoltarea pieții interne în condițiile reproducției socialiste lărgite", de rolul pieței interne în procesul reproducției, principalii factori de creștere a pieței interne : relațiile de producție socialiste, adîncirea diviziunii sociale a muncii în urma industrializării socialiste și a promovării progresului tehnic etc.

I. Burștein, în articolul „Progresul multilateral al economiei naționale și dezvoltarea comerțului exterior", analizează dinamica ascendentă, susținută, a schimburilor comerciale externe ale țării noastre cu cele peste 100 de țări, influența determinantă a dezvoltării complexe și multilaterale a economiei naționale asupra îmbunătățirii structurii exportului de mărfuri, influența exportului asupra îmbunătățirii calității produselor care intră în competiția internațională etc.

A. Cați

I. Papadache. **Automatica aplicată.** București, Editura tehnică, 1965, 305 p., 18 ref. bibl.

Lucrarea de față privește un cerc larg de tehnicieni și ingineri de diverse specialități, care se ocupă cu probleme de proiectare, cu darea în exploatare și cu întreținerea dispozitivelor de automatizare pentru reglarea parametrilor. Cartea cuprinde 14 capitole. În introducere se dă definiția reglării automate, se prezintă elementele și mărimile principale ale unui sistem automat.

În capitolul următor (al doilea), autorul prezintă caracteristicile şi ecuaţiile proceselor tehnologice din punctul de vedere al reglării automate.

Capitolul al treilea ,,Determinarea mărimii de ieşire din procesele industriale'' se ocupă de modul de calcul al mărimii de ieşire în regim staţionar şi tranzitoriu pentru variaţii standard ale mărimii de intrare prin metoda clasică de rezolvare a ecuaţiilor diferenţiale liniare, cum şi prin metoda transformării Laplace.

Capitolul al patrulea se ocupă de problema traductoarelor, iar regulatoarele automate utilizate pentru reglarea parametrilor sînt prezentate în capitolul al cincilea. În cel de-al şaselea capitol sînt arătate elementele de execuţie cu acţionare pneumatică, hidraulică şi electrică ; caracteristicile ventilelor de reglare etc.

Capitolele al şaptelea şi al optulea se ocupă de studiul sistemelor de reglare automată liniare, cu diferite tipuri de regulatoare, prin metoda ecuaţiilor diferenţiale şi prin metoda funcţiilor de transfer, iar capitolele al nouălea şi al zecelea se ocupă de metodele uzuale de analiză a solubilităţii sistemelor atomate şi de modul de determinare pe cale experimentală a caracteristicilor statice şi dinamice ale elementelor componente ale sistemelor automate.

În capitolele 11, 12 şi 13 se prezintă probleme în legătură cu sistemele de reglare bipoziţionale, metode de alegere a regulatoarelor pentru un proces dat, se arată sistemele de reglare specială, cum ar fi, de pildă, cele de reglare în cascadă, sisteme de reglare neliniare etc. Capitolul 14 şi ultimul expune modul de studiere al unui sistem automat liniar, utilizînd calculatoare analogice, dînd cîteva exemple de modele pentru analiza unor sisteme concrete.

În anexele de la sfîrşit (în număr de patru) se prezintă noţiuni cu privire la numere şi variabile complexe, funcţie de variabilă complexă, transformarea Laplace.

Lucrarea, cuprinzînd unele din problemele cele mai importante ale automatizării proceselor de producţie, constituie un sprijin preţios pentru cei ce îşi desfăşoară activitatea în domeniul automatizării în industrie.

C. Severineanu şi C. Popescu. **Organe de maşini.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1965, 720 pag.

Lucrarea cuprinde : asamblări, arbori şi axe, organe de susţinere sau de rezemare, cuplaje, transmisii prin curele, transmisii prin roţi cu fricţiune, transmisii cu roţi dinţate şi organele mecanismului de transformare a mişcării de rotaţie în mişcare rectilinie alternativă (biela, manivela, arborii cotiţi, capul de cruce, volantul etc.).

Lucrarea prezentată se adresează, în general, studenţilor de la facultăţile cu caracter mecanic din învăţămîntul superior tehnic, autorii reuşind să grupeze organele de maşini şi datele tehnice utilizate cel mai frecvent în practică, astfel încît materialul expus poate fi folosit în mod eficient de inginerii şi tehnicienii din proiectare sau producţie.

Lucrarea se caracterizează printr-un riguros calcul al organelor de maşini, ţinîndu-se seamă de rolul lor constructiv şi funcţional, dîndu-se un bogat material de proiectare rezultat dintr-o îndelungată practică a autorilor.

Definiţiile, clasificările, bazele teoretice şi funcţionale ale fiecărui organ de maşină sînt clar şi precis formulate şi legate de practică.

Acolo unde partea teoretică este necesar a fi mai mult dezvoltată (de exemplu bazele teoriei ungerii hidrodinamice) se concretizează imediat o serie de aplicaţii directe cu indicarea precisă a valorilor practice.

Se remarcă, de asemenea, că autorii folosesc scheme şi figuri clare, precum şi grafice şi tabele necesare la întocmirea proiectelor, procedînd la o alegere judicioasă a celor mai noi date din literatura tehnică.

Dezvoltarea cunoştinţelor fiind făcută de la simplu la complex, autorii au reuşit să se axeze pe problemele principale de proiectare a organelor de maşini, lucrarea fiind atrăgătoare şi fără să se piardă într-un ,,labirint organologic'' atît de variat ca al organelor de maşini şi al standardelor.

Un alt aspect care trebuie menţionat este faptul că autorii dau în mod critic soluţia optimă de proiectare şi fiecare capitol este însoţit de observaţii prin care se clarifică de ce s-a folosit o anumită ipoteză de dimensionare şi de ce a fost nevoie să se abată de la anumite formule teoretice cunoscute de la cursul de Rezistenţa materialelor.

Aceste observaţii au rolul de precizare şi de cristalizare a multor probleme specifice constructive şi funcţionale ale diferitelor organe de maşini, ajutînd astfel la formarea judecăţii tehnice de proiectare.

Manualul conţine toate indicaţiile, tabelele, schemele şi desenele necesare, pentru ca pe baza lor să se poată concepe un proiect nou, avînd toate datele necesare pentru dezvoltarea cu uşurinţă a acestuia.

Lucrarea este întocmită la un înalt nivel ştiinţific, folosind realizările cele mai noi din ţară şi străinătate, dînd în acelaşi timp indicaţiile necesare în ceea ce priveşte tendinţa de dezvoltare a organelor de maşini.

Pentru ediţiile viitoare se face recomandarea să se dea o mai mare dezvoltare calculului la solicitări variabile.

Avem convingerea că această lucrare, prin conţinutul şi modul de întocmire, aduce o contribuţie valoroasă literaturii noastre tehnice şi reprezintă un preţios ajutor pentru toţi cei care o vor folosi în proiectarea organelor de maşini.

L. K. Golîşev. **Maşini de calcul electronice cifrice.** Kiev, Editura tehnika, 1965, 448 pag., 228 fig., 66 ref. bibl.

În introducerea acestei lucrări, autorul prezintă, pe scurt, dezvoltarea tehnicii calculului, clasificarea maşinilor electronice de calcul şi structura acestor maşini.

Materialul se împarte în trei părţi : elemente şi dispozitive ale maşinilor electronice de calcul ; instalaţiile maşinilor de calcul electronice cifrice, proiectarea, exploatarea şi caracteristicile de bază ale maşinilor cifrice de calcul.

În prima parte a cărţii (4 capitole), autorul se ocupă de elementele de logică matematică şi de elementele logice care sînt utilizate la maşinile de calcul numerice, de studiul unor elemente componente de bază ale maşinilor de calcul. Prezintă sumar problema ansamblurilor funcţional complete de elemente logice, cum şi problema perspectivelor în legătură cu elementele maşinilor de calcul. Tot în această parte sînt examinate dispozitivele maşinilor de calcul.

În a doua parte a volumului (care conţine 7 capitole), autorul se ocupă de probleme privitoare la bazele aritmetice ale calculatoarelor numerice, la instalaţiile aritmetice ale maşinilor. Se examinează memoriile maşinilor de calcul. De asemenea, tot în această parte a cărţii este prezentat studiul instalaţiilor externe ale maşinilor de calcul, care sînt destinate conducerii proceselor industriale şi ale acelora pentru efectuarea calculelor de natură ştiinţifică şi economică.

Sînt prezentate studiile unor tipuri de convertoare analogodigitale şi digitaloanalogice. Se dau totodată diferite tipuri de cititoare de cartele şi de benzi perforate şi dispozitive de afişaj.

În cele trei capitole ale părţii a treia a cărţii sînt abordate probleme cu privire la programarea procesului de calcul, la proiectarea maşinilor de calcul. Se dau unele date privind maşinile care sînt utilizate la soluţionarea problemelor tehnico-ştiinţifice. De asemenea, tot în această parte a lucrării, autorul prezintă unele maşini care au fost realizate în ţările socialiste, ca de exemplu, calculatorul CIFA-1, construit în ţara noastră.

Lucrarea conţine şi terminologia sovietică şi engleză folosită în acest domeniu.

Această lucrare este folositoare inginerilor şi tehnicienilor pentru lărgirea orizontului lor de cunoştinţe în acest important domeniu al ştiinţei, ale cărei aplicaţii se extind tot mai mult în economie.

V. F. Ris. **Maşini compresoare centrifugale**, ediţia II-a. Moscova—Leningrad, Maşinostroenie, 1964.

În perioada celor 13 ani care au trecut de la apariţia primei ediţii a lucrării lui V. F. Ris, industria constructoare de compresoare centrifugale a cunoscut o dezvoltare considerabilă. În ultimii ani, compresoarele centrifugale au început să fie utilizate pe larg nu numai în industria metalurgică, ci şi în industria chimică şi petrolieră.

Cele două direcţii care au permis dezvoltarea în continuare a teoriei şi construcţiei maşinilor compresoare sînt legate, pe de o parte de apariţia unui număr relativ mare de lucrări experimentale sovietice şi occidentale, iar pe de altă parte de cerinţele industriei chimice privind lărgirea domeniului de presiuni spre valori mai mari, ceea ce impune luarea în considerare a proprietăţilor fizico-chimice şi termodinamice ale gazelor reale, care au un caracter complex.

Lărgirea domeniului de utilizare al maşinilor compresoare centrifugale a ridicat o serie de probleme noi, printre care problema perfecţionării teoriei similitudinii, elaborarea unor metode de obţinere a caracteristicilor maşinilor care lucrează cu diferite gaze prin încercarea lor cu aer, studiul forţelor care acţionează din partea curentului asupra elementelor rotorului ca bază pentru rezolvarea problemelor de rezistenţă dinamică.

Cele arătate au determinat schimbarea radicală a primei ediţii a lucrării. În ediţia a doua, autorul lărgeşte sfera problemelor studiate şi analizează în mod critic materialul experimental, dezvoltînd unele elemente teoretice şi expunînd bazele proiectării şi cercetării maşinilor compresoare centrifugale.

Materialul prezentat în lucrare este grupat în opt capitole dezvoltate pe 335 pagini, care cuprind 199 figuri şi 3 anexe.

În primul capitol sînt prezentate cîteva probleme generale legate de proprietăţile termodinamice ale gazelor, lucrul mecanic de comprimare, noţiunea de randament, calculul caracteristicilor gazodinamice adimensionale, înălţimea teoretică de refulare, caracteristicile de putere şi debitul limită al treptei.

Cel de-al doilea capitol are ca obiect studierea datelor experimentale, privind mişcarea şi pierderile în treaptă. În prima subdiviziune a capitolului autorul analizează rotorul din punctul de vedere al structurii curentului în mişcarea relativă, curgerii la ieşirea din rotor, numărului de palete, unghiurilor de intrare şi ieşire a paletelor, formei secţiunii paletelor în planul radial, raportului diametrelor D_1/D_2 etc. În cea de-a doua subdiviziune sînt studiate elementele fixe ale treptei. Autorul se ocupă de curgerea şi pierderile în difuzorul nepaletat, particularităţile curgerii în difuzoarele paletate sau prevăzute cu canale, curgerea şi pierderile în aparatul director de întoarcere şi în camera spirală, influenţa construcţiei elementelor fixe ale treptei asupra pierderilor şi posibilităţile stabilirii pe cale teoretică a randamentului şi caracteristicilor.

În cel de-al treilea capitol este studiată problema aplicării metodei similitudinii în practica de proiectare şi cercetare, fiind prezentate iniţial criteriile de similitudine şi cifrele Reynolds şi M. În continuare autorul se ocupă de abaterile de la similitudinea geometrică în modelare, de abaterile gazului de la starea ideală şi de aplicarea metodei similitudinii în încercarea maşinilor compresoare cu mai multe trepte.

Alegerea elementelor părţii de dirijare a curentului constituie obiectul celui de-al patrulea capitol al lucrării, în care autorul prezintă interdependenţele între parametrii principali ai rotorului, studiază comparativ proprietăţile tipurilor principale de rotoare, dînd indicaţii privind alegerea elementelor părţii de dirijare a curentului maşinilor cu mai multe trepte şi elementelor fixe ale treptei.

În capitolul următor, al cincilea, este analizată răcirea şi particularităţile funcţionale ale compresoarelor. Se remarcă prezentarea detaliată a metodelor de răcire, comparaţia şi alegerea suprafeţelor de răcire şi determinarea dimensiunilor principale ale fasciculului de ţevi. În continuare autorul se ocupă de repartizarea raportului de comprimare pe secţii şi de particularităţile caracteristicilor compresoarelor.

Capitolul al şaselea al lucrării prezintă un interes deosebit prin aceea că tratează metodele de modificare a caracteristicilor maşinilor compresoare centrifugale. După prezentarea unor probleme legate de caracteristica reţelei şi de studiul comparativ al economicităţii diferitelor metode de modificare a regimului de funcţionare, autorul analizează modificarea regimului de funcţionare prin laminare în refulare, precum şi a caracteristicilor prin laminarea în aspiraţie, prin torsionarea curentului, prin modificarea unghiului de intrare al paletelor difuzorului şi prin variaţia turaţiei.

În cel de-al şaptelea capitol sînt date recomandări privind metodica cercetărilor pe modele şi încercarea maşinilor reale. Se remarcă prezentarea problemei obţinerii caracteristicilor maşinilor compresoare funcţionînd cu gaze prin încercarea cu aer.

În ultimul capitol al lucrării autorul dezvoltă bazele proiectării compresoarelor. Autorul analizează proiectarea prin metoda similitudinii, determinarea dimensiunilor fundamentale ale maşinii, problemele de rezistenţă, pierderile prin neetanşeităţi, prin frecarea discurilor şi mecanice, încheindu-se cu exemple de calcul.

Multe dintre problemele analizate în lucrare sînt rezultatele cercetărilor originale ale autorului efectuate în cadrul uzinei NZL ca urmare a unei activităţi îndelungate. De asemenea la baza lucrării se află studiul unei bibliografii largi, moderne care cuprinde un număr de 68 de lucrări.

Scrisă deosebit de clar şi cu multă competenţă lucrarea lui V. F. Ris ,,Maşini compresoare centrifugale'' este destinată inginerilor şi cercetătorilor care lucrează în domeniul proiectării, cercetării şi încercării maşinilor compresoare de tip centrifugal. Ea este foarte utilă şi pentru studenţii institutelor tehnice de învăţămînt superior care se specializează în domeniul maşinilor termice.

Ing. *Radcenco Vsevolod*

F. M. TARASOV. **Schimbătoare de căldură în straturi subţiri.** Moscova-Leningrad, Maşinostroienie, 1964.

Rolul schimbului de căldură în tehnica modernă a crescut foarte mult în ultimul timp, perfecţionarea construcţiilor de aparate schimbătoare de căldură făcîndu-se pe următoarele trei direcţii :

1. Pe linia măririi vitezei de curgere a fluidelor prin fante înguste, care se realizează în schimbătoarele de căldură în straturi subţiri. Aceste aparate sînt caracterizate printr-un schimb de căldură foarte intens, compactitate, greutate relativ redusă, fiind superioare schimbătoarelor de căldură clasice.

Principiul schimbului de căldură în strat subţire a început să fie utilizat şi în tehnica vaporizării, fiind atît de eficient încît, într-un termen relativ scurt, vaporizatoarele peliculare în straturi subţiri au început să le înlocuiască pe cele tubulare.

2. Pe linia creării unei turbulenţe artificiale a mişcării fluidului în canalele cu profil ondulat sau gofrat care permite mărirea lungimii relative a curentului de fluid. Îngustarea şi lărgirea periodică a curentului în canalele gofrate contribuie la intensificarea proceselor de schimb de căldură.

3. Pe linia încălzirii lichidului aflat în contact direct cu vaporii şi răcirea lui prin evaporare, eficienţa schimbului de căldură fiind în acest caz mult mai mare decît în primele două cazuri, ceea ce permite obţinerea unor coeficienţi de trecere a căldurii de ordinul a 10^6 kcal/m^{2}h.grd. Aplicarea acestui principiu este deosebit de convenabilă în industria alimentară.

Ţinînd seamă de importanţa teoretică şi practică a intensificării schimbului de căldură, lucrarea ,,Schimbătoare de căldură în straturi subţiri'' a lui F. M. Tarasov, completează un gol al literaturii tehnice de specialitate, ea fiind destinată specialiştilor care se ocupă cu proiectarea, construcţia şi studiul schimbătoarelor de căldură, dar este utilă şi pentru studenţii facultăţilor cu profil mecanic, chimic sau alimentar.

Materialul prezentat în lucrare cuprinde 9 capitole dezvoltate pe 363 pagini, 199 figuri, 16 tabele şi 7 anexe, iar bibliografia citată este compusă din 49 de titluri.

Expunerea materialului are la bază sistemul internaţional de unităţi de măsură, majoritatea capitolelor fiind însoţite de exemple complete de calcul care prezintă un interes deosebit.

În primul capitol al lucrării, autorul se ocupă de bazele calculului termic al schimbătoarelor de căldură prin suprafaţă, insistînd mai ales asupra formulelor principale de calcul al schimbului de căldură prin convecţie, asupra dependenţei dimensiunilor schimbătorului de căldură de viteza fluidului şi asupra criteriilor de similitudine.

În capitolul următor sînt analizate schimbătoarele de căldură tubulare din punct de vedere al soluţiilor constructive şi al calculului ; capitolul se încheie cu studiul schimbătoarelor de căldură inelare în straturi subţiri.

Obiectul celui de-al treilea capitol îl constituie schimbătoarele de căldură lamelare în straturi subţiri. După ce sînt analizate diferite soluţii constructive de schimbătoare de căldură lamelare, autorul studiază schimbul de căldură între perete şi lichid la deplasarea acestuia prin canale plane sau gofrate. Ultimul paragraf al capitolului prezintă un interes deosebit prin aceea că tratează agregatele lamelare cu reglaj automat al temperaturii.

În cel de-al patrulea capitol al lucrării sînt tratate regeneratoarele de căldură care sînt utilizate mai ales în industria alimentară.

Capitolul al cincilea al lucrării este dedicat schimbătoarelor de căldură peliculare de diferite tipuri constructive, cum ar fi : aparate cu agitator, răcitoare şi regeneratoare cu peliculă, prezentîndu-se detaliat metodele de calcul.

Cel de-al şaselea capitol se ocupă cu instalaţiile de schimb de căldură cu încălzire directă şi răcire sub vid care îşi găsesc un cîmp larg de aplicare în domeniul sterilizării la temperatură ridicată a produselor alimentare.

În ultimele trei capitole sînt studiate instalaţiile tubulare cu vaporizare care permit mărirea concentraţiei substanţelor solide nevolatile în solvenţii lichizi volatili. În aceste capitole se prezintă atît soluţii constructive, cît şi metodele de calcul însoţite de exemple numerice.

O atenţie deosebită este acordată în lucrare problemelor de proiectare a schimbătoarelor de căldură pe baza parametrilor optimi şi a ecuaţiilor criteriale care permit efectuarea calculelor cu un grad de precizie ridicat.

La baza materialului prezentat se află şi multe cercetări ale autorului care asigură caracterul de originalitate al lucrării.

Ţinînd seamă de sfera şi noutatea problemelor analizate, lucrarea „Schimbătoare de căldură în straturi subţiri" este foarte utilă şi pentru inginerii care lucrează în institutele de cercetare şi proiectare aparţinînd industriei chimice şi alimentare.

Ing. *Radcenco Vsevolod*

A. M. Arharov, K. S. Butkevici, A. G. Golovinţov, V. M. Kulakov, I. V. Marfenina, E. I. Mikulin, M. B. Stolper. **Tehnica temperaturilor joase.** Moscova — Leningrad, Editura Energhia, 1964.

În ultimul timp, atenţia cercetătorilor şi inginerilor este atrasă din ce în ce mai mult de dezvoltarea intensă a tehnicii temperaturilor joase şi de aplicaţiile ei în domeniul chimiei, metalurgiei, construcţiei de maşini, radioelectronicii etc. Chimia şi metalurgia reprezintă un domeniu clasic de aplicare a tehnicii temperaturilor joase, fiind cele mai mari consumatoare de oxigen, azot, hidrogen, metan şi alte gaze care se obţin în instalaţiile de frig adînc.

Domeniul temperaturilor hidrogenului şi heliului lichid prezintă în ultimii ani un interes practic sporit, deoarece la aceste temperaturi se pot crea condiţiile necesare pentru realizarea unor procese noi şi funcţionarea aparaturii radioelectronice şi de calcul.

Lucrările de tehnica temperaturilor joase apărute pînă în prezent sînt reduse ca număr şi au în general un caracter descriptiv sau de îndreptar.

În lucrarea „Tehnica temperaturilor joase" autorii încearcă să sintetizeze principalele probleme ale acestui domeniu şi să prezinte metodele de calcul şi proiectare a instalaţiilor care permit obţinerea temperaturilor joase.

Cartea este destinată cercetătorilor, inginerilor, aspiranţilor şi studenţilor care se specializează în domeniul tehnicii temperaturilor joase.

Materialul prezentat în lucrare este dezvoltat pe 448 pagini grupate în 7 capitole care cuprind 331 figuri, 62 anexe şi 12 diagrame.

După ce în primul capitol analizează pe scurt etapele de dezvoltare a tehnicii temperaturilor joase, autorii prezintă în cel de-al doilea capitol bazele teoriei proceselor care au loc la temperaturi joase, dezvoltînd mai ales partea care se referă la proprietăţile gazelor reale şi la procesele de laminare şi destindere adiabatică cu producere de lucru mecanic în exterior care stau la baza instalaţiilor în care se obţine frigul adînc.

Obiectul celui de-al treilea capitol îl constituie ciclurile de obţinere a frigului adînc şi analiza lor. Se remarcă tratarea detaliată a ciclurilor cu laminarea agentului în instalaţiile pentru separarea gazelor, ciclurile cu detentoare pentru obţinerea gazelor lichefiate sau pentru separarea aerului şi ciclurile frigorifice cu gaze.

În cel de-al patrulea capitol autorii analizează metodele de lichefiere a hidrogenului, heliului şi obţinerea temperaturilor foarte joase. Capitolul se încheie cu prezentarea pe scurt a problemelor legate de răcirea magnetică ca : termodinamica procesului de demagnetizare, demagnetizarea nucleară etc.

În capitolul următor, al cincilea, sînt tratate pe larg procesele de vaporizare, condensare şi rectificare care au loc în aparatele de separare, remarcîndu-se îndeosebi calculul diferitelor tipuri de coloane de rectificare.

Schimbătoarele de căldură constituie obiectul celui de-al şaselea capitol al lucrării, în care autorii pun în evidenţă particularităţile calculului schimbătoarelor de căldură utilizate în tehnica temperaturilor joase. O atenţie deosebită este acordată intensificării schimbului de căldură în diferitele tipuri de schimbătoare de căldură. Pentru concretizarea metodelor de calcul indicate, capitolul este însoţit de exemple de calcul.

În ultimul capitol al lucrării sînt tratate pe larg detentoarele care echipează instalaţiile de temperaturi joase, fiind analizate separat detentoarele cu piston şi turbodetentoarele. Se remarcă studierea atentă a proceselor care se desfăşoară în cilindrul detentorului cu piston şi factorilor care influenţează randamentul adiabatic al detentorului.

De asemenea sînt prezentate diferitele tipuri constructive de detentoare cu piston, sisteme de distribuţie, etanşare şi reglaj al puterii frigorifice, punîndu-se în evidenţă avantajele schemei de circulaţie în echicurent a gazului în cilindru.

În partea a doua a capitolului al şaptelea autorii analizează procesele de lucru ale turbodetentoarelor, schemele şi construcţia tipurilor principale de turbodetentoare, remarcîndu-se studiul lagărelor cu ungere gazodinamică.

Anexele conţin proprietăţile termofizice ale gazelor şi lichidelor care evoluează în domeniul temperaturilor joase şi foarte joase.

Fiecare capitol al lucrării este însoţit de o bibliografie foarte largă şi completă.

Tendinţa de a lămuri cît mai bine problemele principale ale tehnicii temperaturilor joase n-a permis autorilor includerea în lucrare a unor capitole privind descrierea metodelor de calcul şi proiectare a utilajului auxiliar, exploatarea instalaţiilor şi păstrarea lichidelor criogenice.

În concluzie, se poate afirma că lucrarea este deosebit de valoroasă, iar materialul teoretic, experimental, bibliografic, precum şi exemplele de calcul o fac să fie foarte utilă pentru cercetătorii şi inginerii care lucrează în domeniul tehnicii temperaturilor joase.

Ing. *Radcenco Vsevolod*

Separarea aerului prin metoda frigului adînc. Moscova, Maşinostroienie, 1964.

Aerul este unul dintre agenţii cu cea mai largă răspîndire în procesele industriale. Prin dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii au fost create condiţiile necesare obţinerii, pe cale industrială, a oxigenului, azotului, argonului şi a altor gaze din aer. Folosirea acestor gaze a permis, în special, dezvoltarea unor domenii importante ale industriei metalurgice şi chimice. De asemenea, se remarcă o utilizare pe scară largă a oxigenului în prelucrarea prin sudare a metalelor, şi ca oxidant în aviaţie şi tehnica rachetelor. Cantităţi mari de azot lichid sînt cerute de criotehnică.

O importanţă tot mai mare au căpătat-o gazele inerte extrase din aer în industria lămpilor electronice, în tehnica vidului, în prelucrarea prin sudare cu argon a metalelor şi în fabricaţia semiconductorilor.

Obţinerea unor cantităţi din ce în ce mai mari de produse de separare a aerului a devenit posibilă o dată cu perfecţionarea tehnicii de separare a aerului prin metoda frigului adînc.

Lucrările apărute în acest domeniu al tehnicii temperaturilor joase sînt destul de puţine la număr, cercul problemelor analizate fiind limitat.

Din acest punct de vedere lucrarea „Separarea aerului prin metoda frigului adînc", apărută sub redacţia lui L. S. Akselrod şi V. I. Epifanova, prezintă un interes deosebit prin aceea că sistematizează numeroase date teoretice şi practice acumulate în ultimii ani privind bazele teoretice, tehnologia de lichefiere şi separare a aerului şi metodele moderne de calcul şi construcţie a maşinilor şi aparatelor care compun instalaţiile de separare a aerului.

Materialul prezentat în lucrare este grupat în două volume : în primul volum sînt analizate bazele termodinamice ale separării aerului, schemele şi aparatele instalaţiilor de separare a aerului, iar în cel de-al doilea volum sînt prezentate instalaţiile industriale de separare a aerului, şi utilajul auxiliar al acestor instalaţii.

Lucrarea, dezvoltată pe 1070 pagini, care cuprind 656 figuri, 56 anexe şi 14 diagrame, este destinată inginerilor şi cercetătorilor care se ocupă de problemele separării aerului prin metoda frigului adînc, dar este utilă şi pentru studenţii institutelor tehnice de învăţămînt superior, care se specializează în tehnica frigului.

Primul volum al lucrării cuprinde şapte capitole. În primul capitol autorii analizează bazele termodinamice ale proceselor de răcire la temperaturi joase. Se remarcă prezentarea proprietăţilor termodinamice ale aerului şi componentelor sale şi principiile de realizare a proceselor de răcire la temperaturi joase. Autorii subliniază că metodele principale de obţinere a frigului folosite în ciclurile reale se bazează pe destinderea gazelor în detentoare şi pe efectul Joule-Thomson de laminare.

În cel de-al doilea capitol sînt prezentate ciclurile principale care permit răcirea la temperaturi joase şi lichefierea aerului. Ele sînt grupate în cicluri care folosesc laminarea agentului şi cicluri avînd la bază destinderea gazului cu cedare de lucru mecanic în exterior.

Capitolul al treilea are ca obiect studiul bazelor termodinamice ale procesului de separare a aerului. În acest capitol sînt tratate problemele privind lucrul mecanic minim de separare a amestecurilor de gaze, echilibrul între lichid şi vapori în sistemele formate din oxigen, argon şi azot şi procesele de vaporizare, condensare şi rectificare. De asemenea sînt prezentate schemele principale ale aparatelor de separare a aerului, capitolul încheindu-se cu un exemplu de calcul al procesului de rectificare în aparatul de separare a aerului.

În cel de-al patrulea capitol sînt studiate schemele principale ale instalaţiilor de separare a aerului, acordîndu-se o atenţie deosebită instalaţiilor de înaltă şi medie presiune, cu două presiuni şi de presiune joasă în care se utilizează laminarea aerului, răcirea prealabilă cu amoniac, destinderea în detentoarele cu piston şi în turbodetentoare.

Diferitele scheme prezentate sînt analizate atît din punctul de vedere al consumului de energie, cît şi al pierderilor datorită ireversibilităţii proceselor. În continuare, în capitol sînt tratate probleme privind obţinerea oxigenului comprimat, a oxigenului şi azotului lichid, a azotului gazos curat, a argonului şi a concentratului de kripton primar.

Cele patru capitole indicate se încadrează în prima parte a volumului I intitulată : ,,Bazele termodinamice şi schemele tehnologice principiale", cea de-a doua parte avînd ca obiect ,,procesele şi aparatele instalaţiilor de separare a aerului."

Astfel în primul capitol al acestei părţi sînt tratate problemele generale ale schimbului de căldură şi schimbătoarelor de căldură. Un interes deosebit îl prezintă metodica de calcul a condensatoarelor — vaporizatoarelor concretizată printr-un exemplu de calcul.

În capitolul următor sînt studiate regeneratoarele atît din punct de vedere al calculului, cît şi al construcţiei. Foarte interesant este studiul comparativ al regeneratoarelor şi recuperatoarelor. Capitolul se încheie cu un exemplu de calcul de regenerator prevăzut cu umplutură sub formă de discuri din bandă de aluminiu gofrată.

Ultimul capitol al primului volum tratează coloanele de rectificare pe baza ecuaţiilor schimbului de masă. Autorii analizează pe larg construcţiile coloanelor industriale de rectificare, precum şi noile tipuri de aparate de rectificare prevăzute cu talere-ejector şi cu rectificatoare centrifugale.

Materialul prezentat în cel de-al doilea volum al lucrării este grupat în cinci părţi.

Prima parte tratează instalaţiile industriale, fiind dezvoltată în două capitole. În primul capitol sînt descrise instalaţiile industriale de separare a aerului, iar în cel de-al doilea capitol sînt descrise metodele de obţinere a argonului, kriptonului, xenonului şi neonului.

În cea de-a doua parte intitulată : ,,Maşini compresoare şi detentoare", care cuprinde şapte capitole, sînt tratate pe larg problemele teoretice, constructive şi funcţionale specifice ale compresoarelor cu piston, compresoarelor centrifugale, detentoarelor cu piston, turbodetentoarelor şi pompelor cu piston pentru gaze lichefiate. Fiecare capitol este însoţit de metodele de calcul moderne ale maşinilor şi aparatelor descrise, multe din ele fiind rezultatul activităţii de cercetare a autorilor lucrării. Din acest punct de vedere se remarcă detentoarele cu piston tratate în capitolul al şaselea şi turbodetentoarele analizate în capitolul al şaptelea. Cea de-a treia parte tratează problema controlului şi automatizării fabricaţiei. Se remarcă schemele tehnologice ale instalaţiilor de separare a aerului cu liniile posibile de automatizare.

În partea a patra autorii se ocupă de păstrarea, transportul şi gazificarea gazelor lichefiate. Un interes deosebit îl prezintă primul capitol al acestei părţi care tratează problemele legate de izolaţia termică la temperaturi joase. Se remarcă tratarea izolaţiei termice prin vacuum şi schimbul de căldură prin radiaţie. În cel de-al doilea capitol al acestei părţi sînt prezentate diferitele tipuri de rezervoare folosite pentru păstrarea oxigenului lichid, de vase Dewar, şi de rezervoare pentru automobile şi avioane. Este tratată şi problema transportului oxigenului lichid prin conducte.

Ultima parte a volumului al doilea tratează probleme privind purificarea aerului şi materialele utilizate în construcţia de maşini pentru industria oxigenului.

În concluzie, se poate afirma că lucrarea ,,Separarea aerului prin metoda frigului adînc" este foarte valoroasă, iar materialul teoretic, experimental, bibliografic (182 titluri), precum şi exemplele de calcul o fac să fie deosebit de utilă mai ales pentru cercetătorii şi inginerii care lucrează în industria oxigenului.

Ing. *Radcenco Vsevolod*

Cronică

Sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică al Academiei Republicii Socialiste România

În zilele de 10—12 martie 1966 a avut loc în Bucureşti sesiunea ştiinţifică anuală a Institutului de energetică al Academiei Republicii Socialiste România.

După cuvîntul de deschidere rostit de acad. I. S. Gheorghiu, acad. Remus Răduleţ a prezentat principalele realizări din 1965 ale Institutului de energetică în domeniile economiei energetice, termoenergeticii, electroenergeticii, cum şi activitatea în domeniul publicaţiilor a consiliului ştiinţific şi măsurile luate pentru ridicarea calificării cadrelor ; a urmat apoi prezentarea a 35 comunicări din aceste domenii, dintre care se menţionează următoarele :

— Problemele conexe ale aplicării metodicii de optimizare a bilanţului energetic general, de *M. Bercovici*, *A. Pap* şi *I. Niculescu*.

— Indicatorii energetici pentru caracterizarea structurii bilanţului energetic general, de *St. Kovacs*.

— Acţionarea compresoarelor cu oscilomotor de tip parametric, de *M. Marinescu*, în care se elaborează o metodică de calcul şi proiectare a acestor motoare, în cazul acţionării unui compresor în condiţii de funcţionare optime, corespunzînd unui randament şi factor de putere mărit.

— Comportarea amestecului de motorină şi petrol în procesul de ardere în motorul Diesel, de *S. Faur*, în care se examinează modul probabil de comportare a unor combustibili preparaţi prin amestec de motorină cu adaosuri variabile de petrol, se studiază modificarea caracteristicilor respective ale acestor amestecuri în funcţie de coborîrea temperaturii medii de fierbere şi de compoziţia chimică a celor doi componenţi, se deduce efectul utilizării acestor combustibili asupra procesului de ardere, reflectat în variaţia unor indicatori ca : perioada de întîrziere la autoaprindere, viteza de creştere a presiunii în camera de ardere, presiunea maximă, tendinţa de a forma depozite carbonoase — şi se prezintă aceste variaţii determinate experimental în motoare monocilindrice,alimentate cu aceşti combustibili.

— Influenţa turaţiei asupra procesului de injecţie şi pulverizare în motoarele cu aprindere prin compresiune, de *L. Teodorescu*, în care se expune o parte din rezultatele cercetărilor efectuate în cursul anului 1965 în cadrul Institutului de energetică, cu privire la influenţa turaţiei asupra proceselor care au loc în echipamentul de injecţie de tip clasic, cum şi rezultatele obţinute cu un motor monocilindric experimental, care pun în evidenţă noi aspecte între caracteristicile echipamentului de injecţie şi performanţele motorului.

— Dependenţa proceselor de ardere din motorul Diesel de unele mărimi geometrice ale antecamerei, de ing. *C. Aramă, M. Năstase* şi *N. Blezu*, în care se arată că calitatea proceselor de ardere din motorul Diesel cu antecameră este direct influenţată de arhitectura antecamerei, se propune utilizarea mărimii adimensionale, numită caracteristică geometrică a antecamerei pentru caracterizarea şi exprimarea dependenţei proceselor de ardere de geometria antecamerei şi se prezintă rezultatele experimentale care arată veridicitatea ipotezei făcute şi modul cum variază caracteristicile tehnico-economice ale motorului cu caracteristica generală şi cu parametrii care definesc această mărime, în regim de turaţie variabil.

— Influenţa admisiunii parţiale asupra caracteristicii universale a turbinei, de *I. Cserveny*, în care se extinde metoda de calcul a caracteristicii universale a unei trepte de turbină axială şi pentru cazul turbinei cu admisiune parţială, folosindu-se funcţiile din dinamica gazelor.

— Optimizarea parametrilor ciclurilor instalaţiei de turbine cu gaze în cadrul centralei electronucleare, de *N. Dănilă* şi *D. Grecov*, în care se analizează influenţa temperaturii limită admisă în zona activă a reactorului nuclear asupra gradului optim de compresiune al ciclului instalaţiei de turbine cu gaze şi asupra temperaturii agentului de lucru la intrarea în turbină şi se scoate în evidenţă interdependenţa diferiţilor factori analizaţi.

— Analiza eficacităţii ciclurilor termodinamice ale centralelor electronucleare cu reactori răciţi cu gaz, de *C. Haiduc*.

— Consideraţii privind determinarea tipului optim de centrală termonucleară, de *C. Haiduc*.

— Determinarea temperaturii flăcărilor transparente prin raportul intensităţilor unor linii spectrale atomice, de *A. Truţia, E. Comănescu* şi *E. Guţu*, în care se prezintă rezultatele privitoare la determinarea temperaturii flăcării acetilenă-aer prin raportul intensităţilor liniilor spectrale, pentru lungimile de undă, respectiv cesiu 8 521 şi 4 555 Å, şi pentru rubidiu 7 800 Å şi 4 202 Å.

— Stabilitatea arderii pe grile. Influenţa parametrilor geometrici şi dinamici, de *N. Antonescu* şi *I. Rădulescu*, în care se stabileşte o metodă de calcul şi se determină principalele caracteristici care stau la baza fenomenului de stabilizare : vitezele inverse de vehiculare şi schimbul de masă în zona de recirculaţie, care sînt în concordanţă cu datele experimentale.

— Stabilitatea flăcărilor difuzive, mărginite în jeturi în contracurent, de *D. Grecov* şi *I. Iordache*, în care se prezintă o analiză a factorilor care influenţează caracteristicile de stabilitate a flăcărilor difuzive mărginite în jeturi în contracurent, care scot în evidenţă factorii geometrici (dimensiunile camerei de ardere, diametrele ajutajelor de gaze) şi factorii aerodinamici ai jeturilor (vitezele celor două jeturi). Pentru a pune în evidenţă influenţa acestor factori asupra caracteristicilor de stabilitate, s-au efectuat experimentări cu gaze naturale, variindu-se dimensiunile camerei de ardere, diametrul ajutajului de gaze şi vitezele celor două jeturi.

— Relaţie criterială pentru calculul unghiului de pulverizare la injectoarele turbionare cu întoarcere, de *V. V. Ghia* şi *N. Lemneanu*, în care, aplicîndu-se teorema π, se stabilesc criteriile de similitudine determinate ale unghiului de pulverizare la injectoarele cu întoarcere şi se propune o relaţie de calcul a unghiului de pulverizare care poate fi utilizată în proiectare.

— Coeficientul real de debit la injectoarele cu camere de turbionare cu întoarcere, de *V. V. Ghia* şi *N. Lemneanu*, în care, aplicîndu-se teorema π, se constată că, în cazul general, coeficientul real de debit C se poate obţine funcţie de diametrul camerei de turbionare, de diametrul duzei, de criteriul R_e, de criteriul de similitudine π_1 care este funcţie de caracteristicile fizice ale lichidului injectat şi diametrul d_e ; în încheiere se propune o formulă de calcul a coeficientului C, care poate fi utilizat în proiectare.

— Corelaţia dintre viteza de ardere a particulei de combustibil şi natura lui, de *I. Carabogdan*, în care se arată că rezultatele experimentale obţinute confirmă ipotezele teoretice pe baza cărora s-a demonstrat că atît timpul de ardere a volatilelor, cît şi timpul de ardere a reziduului carbonos sînt proporţionale cu pătratul caracteristicii geometrice a particulei respective, discutîndu-se influenţa naturii combustibililor asupra valorilor celor trei componente ale timpului de ardere a particulei de combustibil solid.

— Analiza comparativă a curgerii aerului în fiecare ciclon, de *N. Pănoiu*.

— Influenţa caracteristicilor fizice ale suspensiei solide asupra traiectoriei şi timpului de separare din focarul ciclon orizontal, de *N. Pănoiu*.

Comunicările — la un înalt nivel ştiinţific — au fost urmate de numeroase discuţii care au completat expunerile. S-a relevat progresul considerabil în activitatea institutului realizat prin folosirea maşinilor electrice de calcul, cum şi prin folosirea metodei modelării electronice.

A VI-a sesiune de comunicări ştiinţifice a Institutului de cercetări metalurgice

În zilele de 27—29 ianuarie 1966 a avut loc la Bucureşti a VI-a sesiune de comunicări ştiinţifice a acestui institut, consacrată îmbunătăţirii calităţii produselor.

La sesiune au participat specialişti de la C.S.P., M.I.M., M.I.C.M., Consiliul Naţional al Cercetării Ştiinţifice, Academia Republicii Socialiste România, institute de învăţămînt superior, institute de cercetare şi proiectare, cum şi ingineri şi tehnicieni din întreprinderi.

Lucrările sesiunii s-au desfăşurat în patru secţii : secţia I — fonte, oţeluri, tratamente termice, coroziunea oţelului, utilizarea izotopilor radioactivi în metalurgie ; secţia a II-a — deformări plastice, cercetări matematice şi economice în metalurgie, utilizarea raţională a oţelului, încercări fizico-mecanice ; secţia a III-a — materiale refractare, cocs, semicocs, analize chimice ; secţia a IV-a — aliaje neferoase, metalurgia pulberilor.

Cele 71 referate prezentate au tratat aspecte legate de îmbunătăţirea calităţii produselor metalurgice, de metodele folosite pentru determinarea caracteristicilor metalelor. În mod deosebit au atras atenţia următoarele lucrări : „Din experienţa C.S.H. privind dezvoltarea producţiei de oţel calmat şi slab aliat în cuptoarele Martin”, „Consideraţii privind influenţa unor factori tehnologici asupra calităţii oţelului pentru osii,” „Îmbunătăţirea calităţii lingourilor de oţel prin utilizarea unor materiale termogene sau termoizolante”, „Utilizarea raţională a oţelurilor în construcţii de maşini”, „Consideraţii cu privire la metodele moderne de detectare a defectelor pe laminate şi remedierea lor”, „Consideraţii cu privire la unele metode de determinare a plasticităţii şi rezistenţei la deformare a oţelurilor”, „Îmbunătăţirea calităţii produselor refractare antiacide”, „Caracteristicile şi comportarea în cubilouri a cocsului cu conţinut scăzut de cenuşă şi sulf” ş.a.

Participanţii la sesiune au apreciat nivelul ştiinţific ridicat al lucrărilor prezentate, cum şi importanţa deosebită a sesiunii.

Sesiunea ştiinţifică a Institutului de mine Petroşeni

În zilele de 7 şi 8 februarie 1966 a avut loc sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul de mine din Petroşeni, la care au fost prezentate comunicări şi din partea institutelor politehnice din Iaşi, Bucureşti, Cluj, Timişoara, Galaţi şi Braşov, de la Universitatea din Bucureşti, de la Filiala din Cluj a Academiei Republicii Socialiste România, cum şi de la Institutul de cercetări miniere din Bucureşti. Numeroase lucrări au fost prezentate de către cadre de specialişti din întreprinderile de specialitate sau în colaborare cu aceştia.

Lucrările s-au desfăşurat în zece secţii : mine I, mine II, chimie şi prepararea substanţelor utile, geologie, matematici, electronică, fizică şi mecanică, rezistenţa materialelor, tehnologie şi organe de maşini, ştiinţe sociale şi economie politică, maşini miniere.

Lucrările prezentate au cuprins majoritatea domeniilor de activitate ale industriei miniere din ţara noastră. Prin temele tratate s-a urmărit, în general, rezolvarea de pe un plan teoretic ridicat a unor probleme importante, de interes practic imediat sau de perspectivă apropiată. Prin participarea reprezentanţilor a numeroase instituţii şi întreprinderi s-a realizat un preţios schimb de experienţă şi s-au stabilit contacte de colaborare promiţătoare.

La secţia a VIII-a, rezistenţa materialelor, tehnologie şi organe de maşini s-au prezentat următoarele comunicări : Bazele studiului tacheţilor de siguranţă din turnurile de extracţie cu aplicaţie la turnurile de extracţie din Valea Jiului (prof. ing. *Secară G.*, prof. ing. *Paul E*, şef lucrări ing. *Zamfir V.*, ing. *Florea A.*) ; Influenţa condiţiilor de rezemare asupra stabilităţii barelor drepte comprimate centric, situate în medii elastice (conf. ing. *Popescu N.*) ; Metodă grafoanalitică pentru calculul plaselor de protecţie sub funiculare (prof. ing. *Paul E.*) ; Utilizarea deşeurilor de pegmatit, provenite la exploatările de feldspat ca material pentru construcţii (ing. *Benea M.*, ing. *Ciceu S.*) ; Turnarea diferitelor piese pentru utilaje miniere din fontă cu grafit nodular (prof. dr. doc. *Niculescu I.*, ing. *Armeanu C.*) ; Contribuţii la studiul vibraţiilor grinzilor solicitate de sarcini mobile (conf. ing. *Popescu N.*) ; Aplicaţii ale diagramelor termocinetice la preîncălzirea şi tratamentul termic al pieselor turnate din oţel şi supuse remanierii prin sudare electrică (conf.ing. *Wanyorek C.*) ; Asupra turnurilor de extracţie cu contrafort static determinat (prof. ing. *Paul E.*).

Cîteva aspecte de la cel de-al II-lea Congres internaţional CHISA (Marienbad — R. S. C.)

Între 12 şi 19 septembrie 1965 a avut loc la Marienbad, în Republica Socialistă Cehoslovacă, al doilea Congres Internaţional CHISA, pentru chimie, tehnică inginerească de construirea aparaturii chimice şi automatizarea proceselor chimice.

La acest Congres au participat delegaţi din 29 ţări, specialişti în problemele care privesc industria chimică şi petrochimică şi s-au prezentat aproximativ 430 comunicări ştiinţifice. Congresul a fost organizat pe 6 secţii tematice, care includeau probleme variate din domeniul proceselor chimice, echipamentul chimic şi automatizare, şi anume :

— transferul de căldură şi procese de reacţie ;
— operaţii de transfer în masă ;
— hidrodinamica ;
— echipamentul chimic şi materiale pentru construcţia acestuia ;
— automatizarea proceselor chimice şi utilajelor chimice ;
— procedee de automatizare.

Secţia tematică privind echipamentul chimic şi materiale pentru construcţia acestuia a prezentat specialiştilor în construcţia utilajelor chimice următoarele probleme :

— filtrare şi centrifugare ;
— soluţii constructive şi procese tehnologice pentru fabricarea echipamentului chimic ;
— materiale pentru construcţia aparatelor chimice ;
— calculul eforturilor şi stabilităţii aparatelor chimice.

Pentru constructorii de utilaje chimice, lucrările prezentate în cadrul Congresului au prezentat un interes deosebit, atît prin originalitatea subiectului, cît şi prin modul de rezolvare practică a problemelor de calcul şi construcţie.

Lucrarea ,,Tendinţe moderne în construcţia filtrelor industriale'', de T. Kowalczyk (R.P. Polonă), a prezentat construcţia unor filtre speciale, de tipul celor utilizate în instalaţiile pentru fabricarea acidului fosforic, a sărurilor de potasiu şi a oxidului de aluminiu, care, realizate din titan sau materiale plastice, pot asigura o rezistenţă ridicată la acţiunea puternic corosivă a agenţilor chimici.

În mod cu totul original, lucrarea ,,Teoria şi calculul stabilităţii dinamice a centrifugelor'', de V. G. Likuchev (U.R.S.S.), caută să rezolve o problemă nesoluţionată practic pînă în prezent, anume stabilitatea dinamică a centrifugelor. Metoda de calcul rezolvă, printr-un sistem de ecuaţii diferenţiale, parametrii constructivi, viteza optimă de rotaţie, condiţiile de silenţiozitate şi conduce la determinarea frecvenţei şi amplitudinii forţelor de oscilaţie, respectiv a forţelor care se transmit la fundaţie.

În lucrarea ,,Schimbătoare de căldură în industria chimică'' de H. Titze (R.F. Germană), se discută condiţiile fundamentale care trebuie luate în considerare la proiectarea unui schimbător de căldură indicînd o serie de materiale din care se pot executa în condiţii economice schimbătoarele de căldură în funcţie de condiţiile de exploatare.

Problema executării pieselor din sticlă armată a fost prezentată în lucrarea ,,Procesul MAS, de turnare prin injecţie şi echipamentul tehnologic pentru piesele din sticlă armată'', de H. Hanusch şi E. Schüttler (R.F. Germană).

Un interes deosebit a trezit lucrarea ,,Noi tipuri de mantale cilindrice cu perete gros'', de C. Mihăescu, Al. Muscan şi R. Muscan (Republica Socialistă România). Aceasta a prezentat o nouă realizare a ţării noastre, aceea a executării mantalelor cilindrice cu perete gros, prin depunerea pe un tub central, în straturi succesive, a unor înfăşurări elicoidale de cordoane de sudură.

,,În lucrarea ,,Experienţe cu rotorul protejat de pompe'', de F. Bach (R.D. Germană), s-a prezentat experienţa de uzină în ceea ce priveşte fabricaţia pompelor speciale, fără etanşarea capetelor axului rotorului şi cu motorul de acţionare în corp comun cu pompa. Au fost arătate dificultăţile întîmpinate în exploatarea acestor pompe şi soluţia la care s-a ajuns pentru etanşare. S-a apreciat că acest tip de pompe este din ce în ce mai mult introdus în tehnica chimiei moderne.

Problema materialelor de construcţie a aparaturii chimice a fost tratată în numeroase lucrări (,,Materiale de construcţie a echipamentului chimic pentru presiuni şi temperaturi înalte, de I.L. Hepner — Anglia ; ,,Noi materiale şi tehnologii în construcţia recipientelor de presiune'', de Z. Drab —R. S. Cehoslovacă ; ,,Duroplastic — material de căptuşire pentru temperaturi înalte şi reacţii exoterme'', de H. Salem —R. F. Germană ; ,,Metale şi aliaje pentru construcţia aparatelor chimice'', de A.L. Belensckii — U.R.S.S. etc.).

Acestea au relevat ideea folosirii unor materiale speciale, cum sînt : nichelul, aliajele de nichel-aluminiu-titan, cromul, zirconiul, tungstenul, sticla, grafitul, materiale plastice etc. Bineînţeles, ideea utilizării acestor materiale se referă la cazurile în care condiţiile de exploatare impun asigurarea unei rezistenţe la acţiunea extremă a mediilor corosive, temperatură etc.

Coroziunea a fost discutată în mod special în lucrarea „Probleme de coroziune în industria chimică", de T. L. Rama Char și D. V. Subrahmanyam (India). S-au prezentat cîteva metode de prevenire a coroziunii : izolarea suprafețelor expuse mediilor corosive cu materiale nemetalice, inhibitorii pentru coroziunea cazanelor cu abur și a sistemelor de răcire cu apă, protecția catodică și anodică etc.

Lucrarea „Aparate și procedee de sudare a pieselor din polietilenă", de G. Brinke (R.D. Germană) a prezentat cîteva utilaje cu care în prezent, în R.D. Germană, se realizează sudarea semifabricatelor (folii, plăci, tuburi) din polietilenă.

Lucrarea „Soluționarea eforturilor și probleme de construcție a recipientelor sferice", de V. Placák (R.S. Cehoslovacă) a prezentat problema rezemării recipientelor sferice inclusiv fundația acestora și modul în care trebuie rezolvată problema pentru asigurarea unor lucrări economice.

În lucrarea „Calculul și proiectarea capacelor rigide ale rezervoarelor de mare capacitate", de B. Melichar (R.S. Cehoslovacă), se comentează problema dimensionării acestor elemente, folosind o nouă metodă de calcul care ia în considerare toate forțele rezultate din sistemul de construcție și rezemare. Se arată că metoda asigură o reducere considerabilă a numărului elementelor care compun structura de sprijinire a acestor capace. Un deosebit interes a prezentat și lucrarea „Suporturi pentru vasele cilindrice orizontale, de P. Bareš (R. S. Cehoslovacă). Au fost discutate solicitările acestor suporturi, studiile realizate și s-au dat recomandări pentru construcția suporturilor.

Restul comunicărilor științifice făcute în cadrul Congresului CHISA au fost tot atît de interesante ca și acelea prezentate mai sus. Ele au oglindit noutatea tehnică, ca rezultat al unei activități perseverente de studiu și cercetare științifică.

Expoziția Rank Xerox

Între 2 și 10 februarie 1966, cu ajutorul Camerei de Comerț a Republicii Socialiste România, s-a organizat în București, în sala de expoziții a Ștrandului Tineretului, expoziția firmei constructoare Rank Xerox Ltd. din Londra, care prezintă aparate xerografice pentru reproducerea modernă.

Vizitatorii expoziției au putut asista la demonstrația a trei aplicații ale acestui procedeu : reproducerea desenelor tehnice, copierea documentelor și confecționarea de matrițe.

Aparatul Rank Xerox 1385 confecționează matrițe pe hîrtie sau metal pentru aparate ofset mijlocii și mici, ca și originale pentru aparate cu diazolcoloranți. Cu acest aparat, orice material scris de mînă, bătut la mașină, imprimat sau desenat poate fi reprodus în maximum trei minute.

Au fost expuse plăci și copii confecționate cu ajutorul acestui aparat și multiple copii de pe matrițe, pe hîrtie sau metal, executate cu ajutorul unui mic aparat ofset. Cu acest aparat se pot reproduce și circuite imprimate ; în acest caz, imaginea este transpusă cu o pulbere rezistentă la acid pe o foaie de plastic învelită în cupru, pregătită pentru corodare. În caz cînd nu se cere decît una sau cîteva copii ale circuitului imprimat, această metodă este mai ieftină și mai rapidă.

Mai multe aparate Rank Xerox 1385 sînt folosite în România.

Exponatul principal al acestei expoziții este un sistem de aparate pentru reproducerea desenelor tehnice înregistrate pe microfilme, în care se combină avantajele a trei metode — microfilmul, fișele perforate și xerografia. Fișele pot fi îndosariate într-un spațiu foarte redus și pot fi clasate ușor și rapid, mecanic sau manual. Atunci cînd este necesară reproducerea, fișa este introdusă în aparatul Rank Xerox 1824 care mărește desenele pînă la 45,8 × 61 cm, într-un ritm de 3 bucăți pe minut. Astfel de aparate sînt folosite în prezent în U.R.S.S., Polonia și Bulgaria.

Expoziția Rank Xerox a fost apreciată de specialiștii care au vizitat-o.

Al XI-lea Congres internațional al Asociației inginerilor mecanici americani (ASME) dedicat turbinelor cu gaze

Secția de turbine cu gaze a ASME (Asociația inginerilor mecanici americani) a organizat cel de-al XI-lea Congres internațional ASE pentru 1966 la Zürich, în Elveția, între 13 și 17 martie.

Cele aproape 100 de comunicări au fost prezentate în cîteva secții : turbine cu gaze de mare putere, turbine cu gaze pentru marină, sisteme cu turbine cu gaze cu ciclu închis, comunicări cu caracter general, cicluri combinate, probleme metalurgice ale turbinelor cu gaze, echipamente speciale, turbine cu gaze de mică putere, problemele zgomotelor produse de turbinele cu gaze.

Ședințele s-au ținut în Palatul Congreselor și pe două vase special amenajate. Au participat la Congres peste 700 delegați din 24 de țări.

Dintre comunicările susținute au reținut atenția îndeosebi următoarele :

Evoluția paletajelor compresorului și turbinei, de C. Seippel, Elveția.

O vizualizare practică tridimensională a caracteristicilor complexe de curgere într-un rotor centrifugal, de M. P. Boyce, de la Curtiss-Wright, S.U.A.

Mărirea împingerii, de W.H. Heiser, profesor la Institutul tehnologic din Massachussets, S.U.A.

Asupra unui fenomen de propagare a undelor, de J. A. Ovezarek, profesor la Universitatea Lehigh, S.U.A.

Perspectivele comprimării în fază lichidă la turbinele cu gaze, de Gianfranco Angelino, profesor la politehnica din Milano, Italia.

Bazele unui nou motor, de A. Lysholm, profesor, Stockholm, Suedia.

10 000 000 ore de funcționare a unei turbine cu gaze, de G. R. Kennedy, de la General Electric, S.U.A.

Experiența exploatării timp de zece ani a unei turbine cu gaze funcționînd cu gaze de cuptor înalt, de A. Jaumotte, profesor la Universitatea din Bruxelles și J. Hustin, de la Sociétés Métallurgiques, Bruxelles, Belgia.

Turbomașini cu ciclu închis, de B. Sternlicht, S.U.A.

Turbina cu gaze cu ciclu închis pentru aplicații neconvenționale, de W. Spillmann, de la Escher-Wyss, Zürich, Elveția.

Aplicarea ciclului închis la sistemele de turbine cu gaze pentru centralele nucleare mobile, de S. Luchter, de la Aerojets, S.U.A.

Aplicarea lagărelor cu gaze la turbomașini, de P. W. Curwen, H. F. Jones și H. Schwarz, S. U. A.

Progresele biroului minelor în dezvoltarea ciclurilor deschise și închise alimentate cu cărbune pulverizat, de J. Smith, D. C. Strimbeck, N. H. Coates și J.P. Mc Gee, de la U. S. Bureau of Mines, Statele Unite.

Stadiul actual al turbinelor cu gaze pentru marină, de J. W. Sawyer, S.U.A.

Dezvoltarea pentru marină a turbinei Olympus, de B. H. Slatter, de la Bristol Siddeley, Anglia.

Aplicarea gazogeneratoarelor cu pistoane libere la instalațiile cu cicluri combinate gaz-abur, de P. Szereszewski, de la SIGMA, Franța.

Cicluri combinate abur-gaz, de R. J. Ecabert, de la Sulzer, Elveția.

Expandorii în procesele chimice și fizice, de R. Schmid, de la Brown-Boveri, Elveția.

Zgomotele interne ale turbinelor cu gaze, de H.J.T. Smith și M.E. House, de la Rolls-Royce, Anglia.

Filtre de aer pentru turbine cu gaze, de T. Ernst, Elveția.

La numeroasele discuții purtate au participat mulți delegați, îmbogățind materialele prezentate, ca de pildă : Dr. Kurt Keller, de la Escher Wyss, Elveția ; H. Renter, director la Brown-Bovery, Elveția ; prof. Max Brechtold, de la Institutul politehnic din Zürich, Elveția, prof. Otis E. Lancaster, de la Universitatea de stat din Pennsylvania, S.U.A. ; dr. C. Seippel de la Brown-Boveri, Elveția ; dr. R. A. Strub, de la Sulzer, Elveția ; prof. W. T. von der Nuell, S.U.A. ; prof. A. L. London, de la Universitatea Stanford, S.U.A., prof. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, M. Szydlowski, director general la Turbomeca, Franța etc.

În timpul sesiunii de comunicări a fost deschisă o expoziție de turbine cu gaze și grupuri de supraalimentare în sălile Palatului Congreselor din Zürich. S-au expus realizări a peste 70 de uzine constructoare din zece țări.

După sesiunea de comunicări, participanții la congres au efectuat vizite de studii la diferite laboratoare, uzine și centrale, ca de pildă la uzinele Sulzer din Winterthur, la uzinele Brown-Boveri din Baden și uzinele Escher-Wyss.

Ediția de primăvară a Tîrgului de la Leipzig

Între 6 și 15 martie a.c. a avut loc la Leipzig tradiționalul Tîrg de primăvară.

Pe cei aproximativ 345 000 m² rezervați celor 75 țări participante a fost expusă o gamă foarte largă de exponate, începînd cu articole de artizanat și terminînd cu instalații complexe pentru diferite ramuri industriale.

Expuse pe două treimi din suprafața totală, produsele tehnice au prezentat realizări ale țărilor participante din domeniul construcțiilor de mașini, al industriei chimice, metalurgice, extractive, cum și noi tipuri de aparate electrotehnice și electronice.

Industria metalurgică a fost prezentă la ediția de primăvară a Tîrgului prin exponate prezentate de diferite întreprinderi ale comerțului exterior din U.R.S.S., Cehoslovacia, Polonia și Bulgaria sau ale unor firme ca „Richard Thomas & Baldwins" din Anglia, „Krupp" și „Hoesch" din R.F.G., „Svenska Iarnbrukens Gruppcentral" din Suedia etc.

Din standurile celor peste 20 de țări care au expus mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor, a lemnului și a materialelor plastice vom menționa pe cele ale U.R.S.S. (au atras atenția în mod deosebit mașina de rectificat cilindri în coordonate, mașina de găurit în coordonate și mașina automată orizontală cu 6 axe), Poloniei (care a prezentat 16 tipuri de mașini-unelte), Ungariei, Franței, Bulgariei, Iugoslaviei.

Industria electrotehnică a fost prezentă prin exponatele celor 23 țări participante.

De o atenție deosebită s-a bucurat standul R.D.G. care a expus o serie de produse noi, printre care un nou tip de motor pentru curent continuu folosit la construcția de laminoare, cu caracteristici superioare modelelor similare.

Printre celelalte țări participante cu exponate electrotehnice au făcut parte U.R.S.S., Japonia, S.U.A., R.F.G., R. P. Chineză, Cehoslovacia, Polonia, Anglia.

Republica Socialistă România s-a prezentat la ediția de primăvară a acestui Tîrg cu un oficiu de informații comerciale. Aici au fost expuse cîteva din produsele industriei țării noastre.

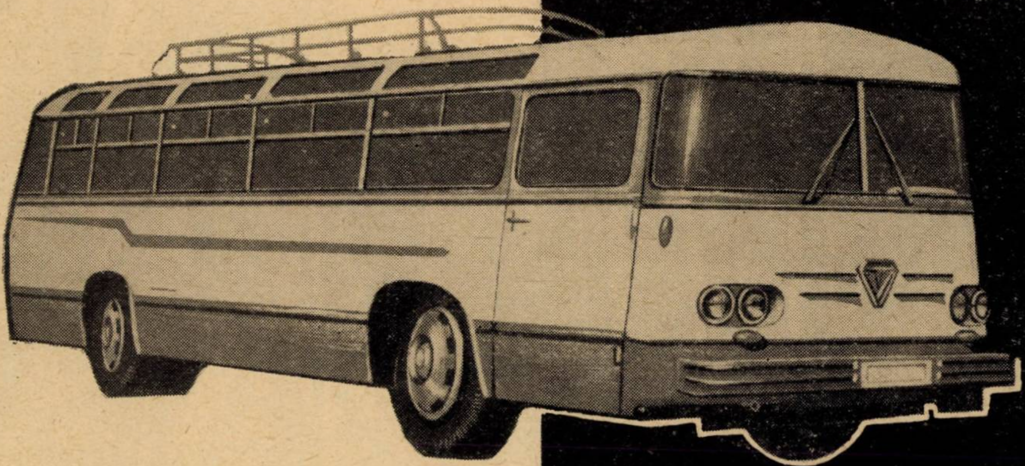
Atrag atenția în mod deosebit produsele industriei contructoare de mașini. Tractoarele românești, din care țara gazdă a achiziționat în 1965 un număr de 2 400 bucăți, a suscitat un interes deosebit și în această ediție a Tîrgului.

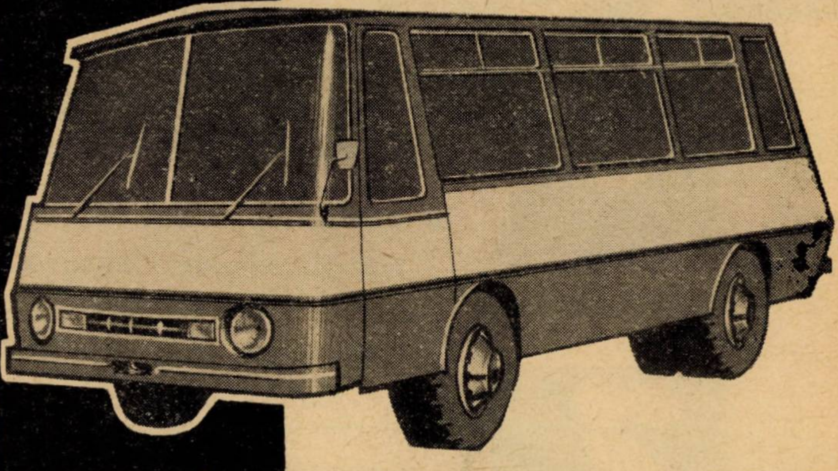
Numărul mare de vizitatori au confirmat succesul binemeritat pe care Tîrgul l-a obținut și în această primăvară.

Revista Revistelor

Stanki i instrument, nr. 10/1965 : *Veiț, V. L.* — Calculul dinamic al dispozitivelor de prindere cu transmisie electrică ale mașinilor-unelte ; *Bezrukov, V. I.* — Reglarea mașinii de frezat roți dințate pentru danturarea pinioanelor conice evolventice ; *Șerîșev, V. I., Iakumov, A. V.* și *Kazimircik, Iu. A.* — Regimul de încărcare la rectificarea danturii cu discuri plane ; *Pratusevici, R. M.* — Influența rectificării profilului de trecere al dinților pinioanelor cementate asupra rezistenței lor ; *Iașcerițin, P. I.* — Influența structurii ciclului de funcționare al mașinilor de rectificat interior asupra calității suprafețelor prelucrate ; *Garfinkel, D. Ia.* — Coeficientul de suprapunere a pierderilor la liniile în flux multiplu ; *Lapidus, A. S.* și *Maiorova, E. A.* — Ghidaje de capron pentru mașini-unelte așchietoare ; *Zbarskii, Iu. Ș.* — Deformația termică a indicatoarelor de inducție ale mașinilor de strunjire interioară prin coordonate ; *Berdnikov, L. N.* — Influența tensiunilor remanente apărute la ascuțire asupra durabilității frezelor de aliaje dure ; *Jitnițkii, S. I.* și *Andreicikov, O. S.* — Sculă pentru rularea filetelor interioare ; *Korotici, A. N.* — Cuțit de retezat cu fixare mecanică a plăcuței de aliaj dur ; *Reșetnikov, Iu. N.* — Premisele economice ale utilizării mașinilor-unelte cu comandă program (din experiența firmelor elvețiene) ; *Margules A. U.* — Noi materiale ceramice așchietoare (după informațiile din literatura străină) ; *Duranin, P. V.* — Modernizarea mașinii de frezat orizontal ; *Glazențov, B. V.* — Fabricarea matrițelor pentru inele de cauciuc cu secțiune circulară ; *Șulpin, A. A.* și *Strahova, A. I.* — Utilizarea deșeurilor de scule abrazive (din experiența uzinelor de automobile din Gorki). **Rivista di meccanica, nr. 360/1965** : *Boria, P.* — Trenul lui Einstein ; *Kessler, G.* și *Medri, P.* — Unele comunicări mai importante prezentate la conferința „Studiul metalelor" (Torino, 20—30.09.1964) ; *Carcano, G.* — Industria mecanică și comunitatea economică europeană ; *Ranzi, G.* și *Zubelli, G.* — Ciclul și timpii de prelucrare pentru fabricarea camelor sistemului de distribuție ; — O nouă metodă de prelucrare prin așchiere. **Nr. 361/1965** : *Cossio, G.* — O interesantă aplicație a teoriei umbrei (orologiul solar) ; *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (prinderea piesei în cazul prelucrării unei suprafețe înclinate după două direcții ortogonale oarecare) ; *Andrievskij, S.* — Călirea electronică ; *Quarantelli, G.* — Mașini didactice ; *Consolini, G.* — Corectarea angrenajelor cilindrice cu dantură dreaptă. **Nr. 362/1965** : *Luciani, V.* — Industria indiană pentru mașini-unelte ; Lobba, G. — Turația critică a arborilor ; *Faraudo, G.* — Depozitarea tablelor de grosime mare și medie ; *Manaira, M.* — Diagramele de cost ale întreprinderii ; *Russo, G.* — Integrarea obiectivelor auxiliare în obiectivele generale ale întreprinderii ; *Dunod, J.* — Omologarea mașinilor de prelucrat prin electroeroziune. **Nr. 363/1965** : *Reid, W. T.* și *Edison, A. P.* — Tehnica funcționării și posibilitățile prezente și de viitor ale pilelor cu combustie ; *Frössel, W.* — Un torsiometru bazat pe frecare ; — Congresul internațional pentru circulația în timpul iernii și al 15-lea concurs pentru curățarea zăpezii de la Briançon ; *Strasser, F.* — Standardizarea în construcția matrițelor ; *Giusfredi, R.* — Prelucrarea prin deformare la cald. **Nr. 364/1965** : *Riegler, A.* — Conferința despre „Aspecte metalurgice ale angrenajelor în America și Europa" — Milano, 19 ianuarie, 1965 ; — Tîrgul : „Aparataj electronic pentru elaborarea datelor" — Milano, 1—7 octombrie, 1965 ; *Lobba, G.* — Turația critică a arborilor ; *Flego, M.* — Exemplu de aplicare a poziționării numerice punct cu punct la o mașină de alezat orizontală ; *Viale, P.* — Utilaj pentru strungurile automate. **Nr. 365/1965** : *Gallo, G.* — Progresul în domeniul țesăturilor tehnice ; *Hugoni, E.* — Cuprul și aluminiul ; *Verde, T.* — Centrul de calificare profesională de la Asti ; *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (prinderea piesei pentru prelucrarea unei suprafețe înclinate după două direcții ortogonale oarecare) ; *Carcano, G.* — Industria mecanică în R.F.G. ; *Giuzzoni, G.* — Corodarea.

uzina AUTOBUZUL BUCUREȘTI produce:





Autobuze rutiere	*TV 2 R – 140 CP*
Autobuze urbane	*TV 2 U – 140 CP*
Troleibuze	*TV 2 E – 75 kW*
Microbuze	*TV 4 M – 70 CP*
Autofurgonete	*TV 4 F – 70 CP*
Autosanitare	*TV 4 S – 70 CP*
Autocamionete	*TV 4 C – 70 CP*

UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 20

Amoterm

30
C
20
10
+0
−
10
20
30
VOIGT

A 219

- **ȘI LA TEMPERATURI JOASE**

  se folosește cu succes procedeul nostru de sudare aluminotermică

- **SUDAREA AT A OȚELULUI-BETON**

  mărește productivitatea sudării la toate oțelurile-beton cunoscute, în poziție de sudare orizontală și verticală, prin timpi de sudare mai scurți, la un factor de sudare înalt

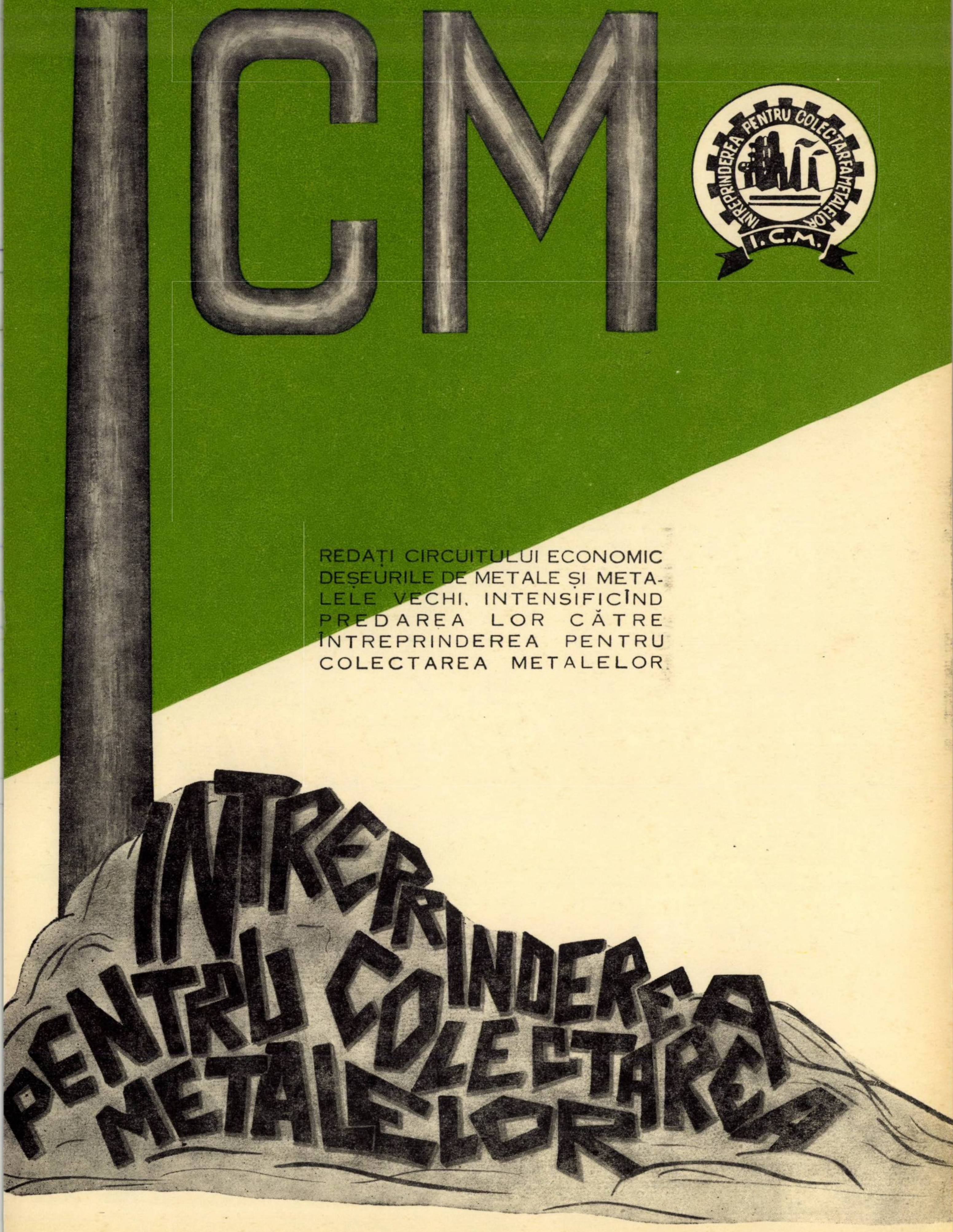
Vă rugăm să cereți prospectele noastre

INFORMAȚII PRIVITOARE LA EXPORT:

DEUTSCHER INNEN-UND AUSSENHANDEL CHEMIE
102, BERLIN 2 — GEORGENKIRCHPLATZ 6—12

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA
SECȚIA AMMENDORF
4011 HALLE (SAALE), SCHACHTSTR. 11 — REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1963


ICM
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE DE METALE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR.

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 120 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

REFERATE

R

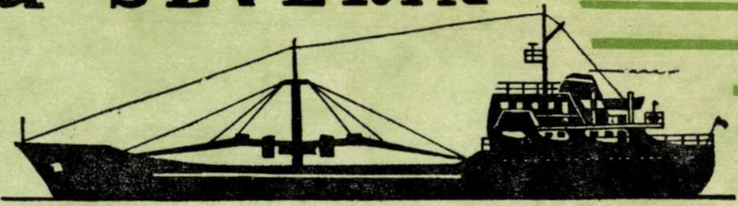
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

5

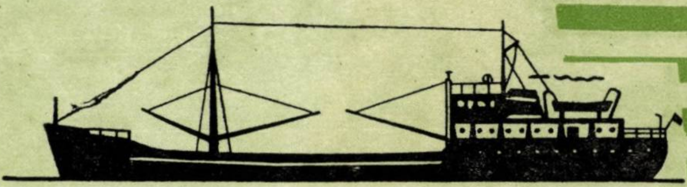
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVIII • Nr. 5 • MAI 1966

uzina mecanică

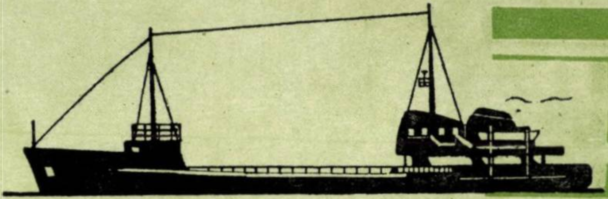
TURNU-SEVERIN



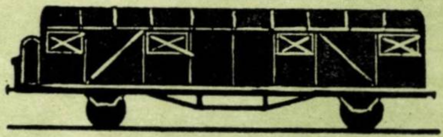
Cargouri de 1 600 tdw
Cabotiere de 1 100 tdw
Cabotiere de 600 tdw



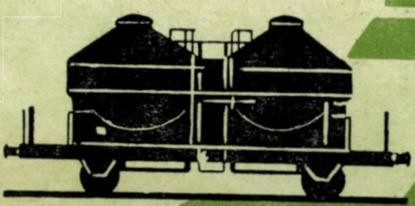
Şalande maritime de 500 m³
Motonave fluviale de 2 000 tdw
Nave pescăreşti de 150 CP



Tancuri petroliere de 60, 240 şi 1 000 t
Şlepuri de 100 şi 1 000 t
Şalupe de 120, 150 şi 300 CP
Şalupe de agrement maritime



Vagoane descoperite pe 2 şi 4 osii
Vagoane acoperite pe 2 osii
Vagoane cisterne pe 4 osii
Vagoane speciale pe 2 osii



Str. Portului Nr. 2
Telefon 270-440-618
Cont virament 026001

E 3279

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

R

produce:

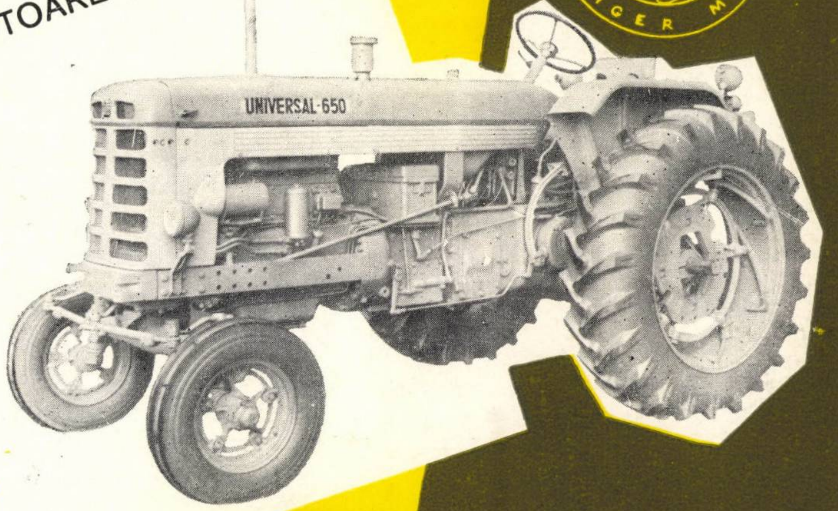
U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP

- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

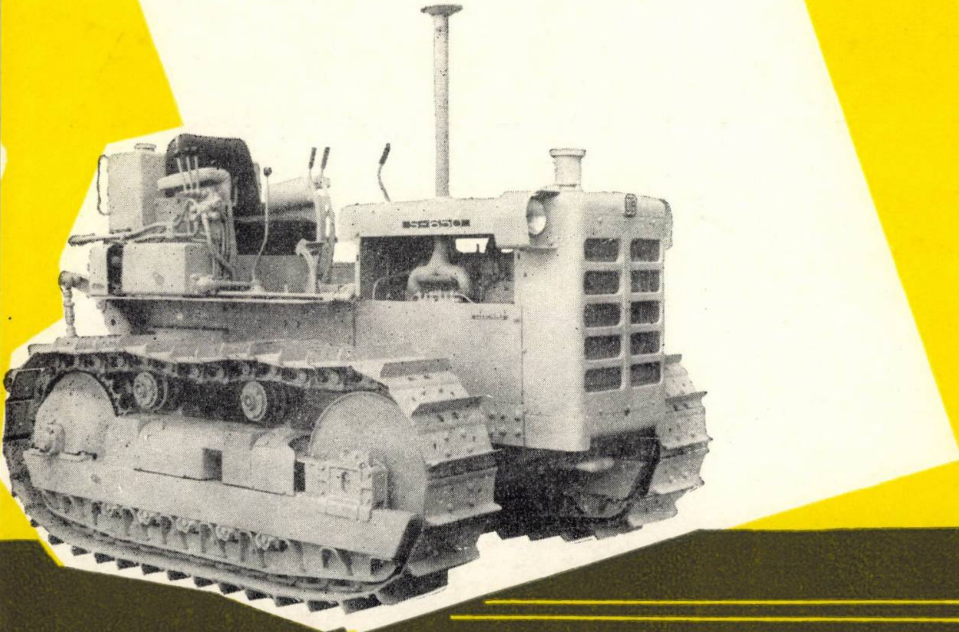
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965



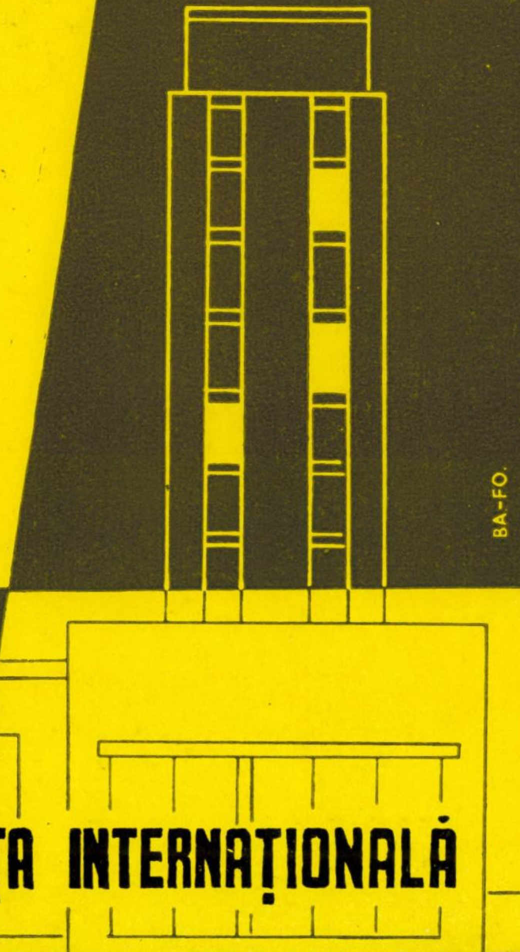
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



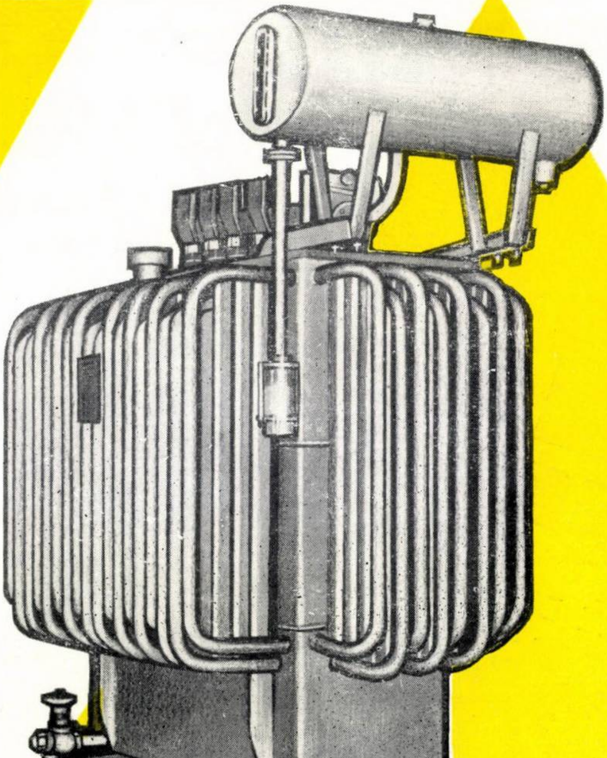
MOTOARE DIESEL



BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

faceţi economii
în alimentarea cu energie
a unităţilor din
întreprinderea dumneavoastră
folosind

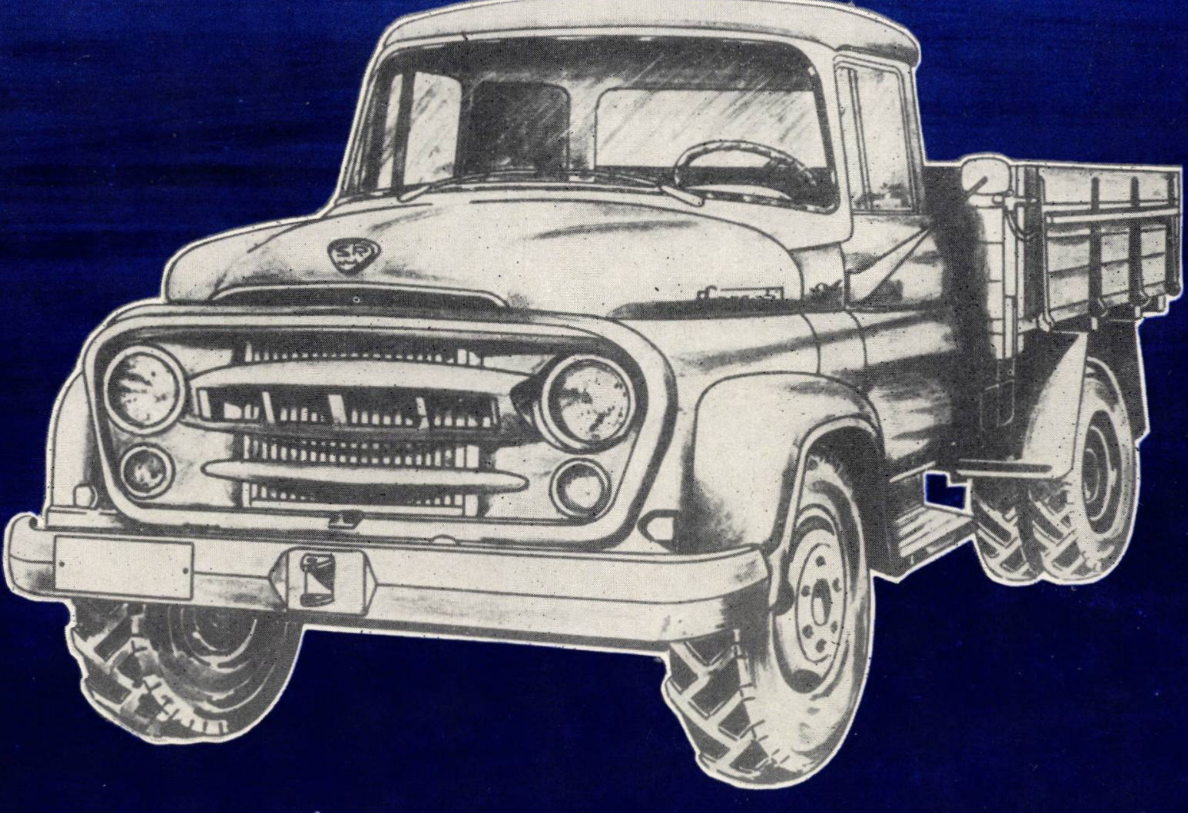


TRANSFORMATOARE DE PUTERE

100-1600 kVA
cu tablă laminată la rece
şi înfăşurări din aluminiu
- pierderi reduse / rezistenţă la scurt circuit

UZINELE
ELECTROPUTERE **CRAIOVA**

- manevrabilitate uşoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea 140 CP
- sarcina utilă 3 T-SR-131
  5 T-SR-113
- consum la 100 km 25 l-SR-131
  28 l-SR-113



Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROŞU

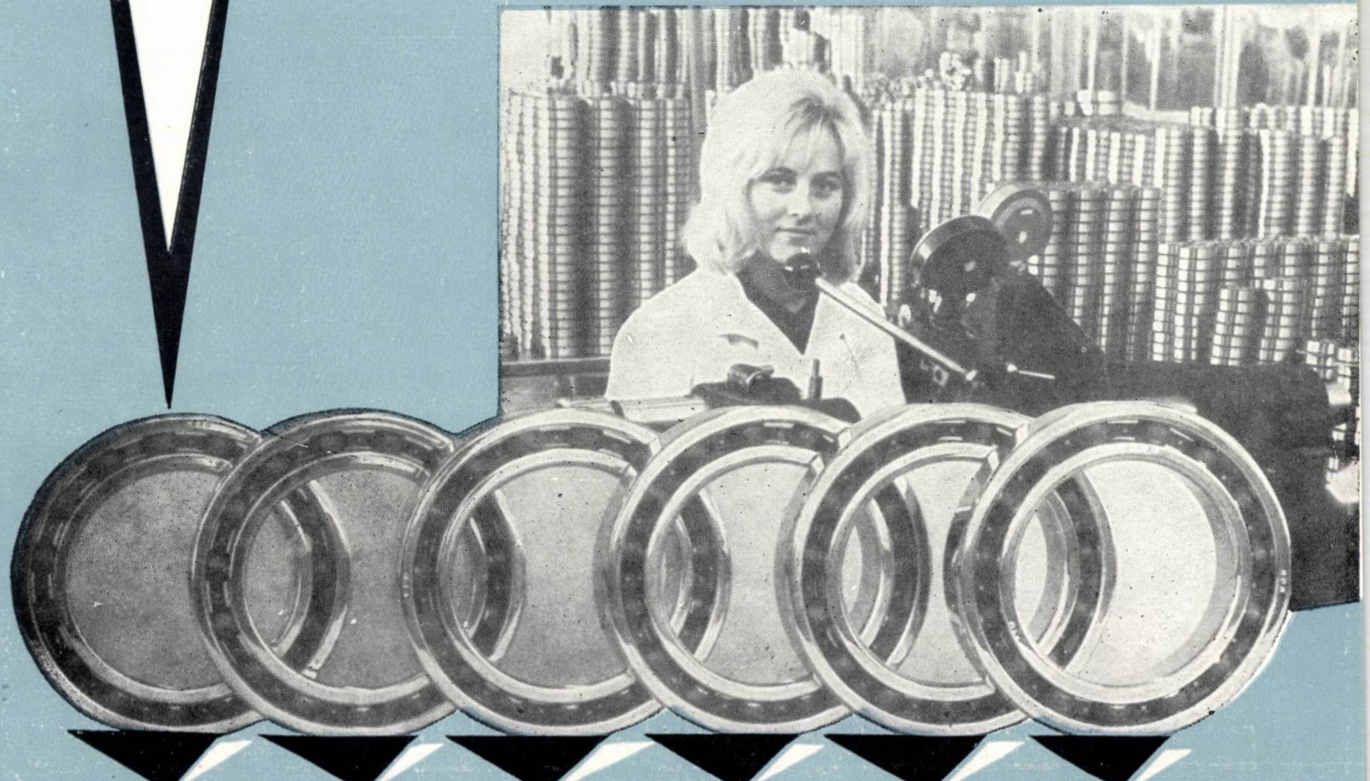
Braşov - Strada Poenelor Nr. 5
Telefon 16310

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

URB

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

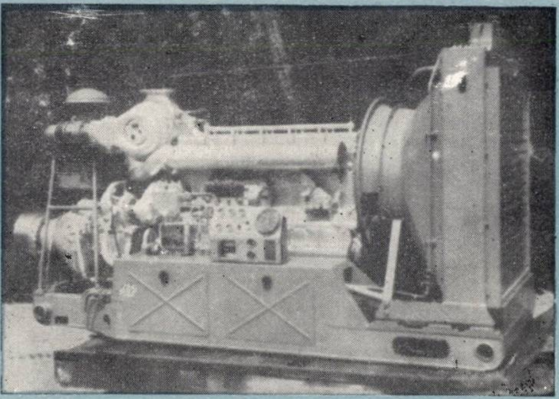
- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace



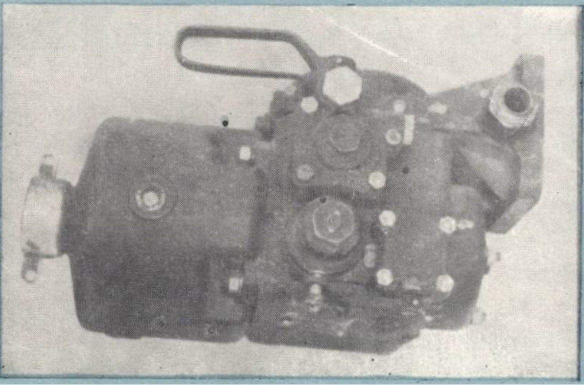
uzina rulmentul brasov

Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

Uzina 23 AUGUST



- **Motoare Diesel** de 350 CP (M 583 S) şi 700 CP (M 581 S)
- **Prese hidraulice** cu 6 şi 15 etaje
- **Mori de ciment** de Ø 3 × 14 m pentru măcinarea fină a pastei şi cimentului
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul umed, de Ø 4×3,6×4× × 150 m, Ø 3,6×150 m şi Ø 3×100 m
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul uscat, Ø 4 × 64 m
- **Locomotive Diesel mecanice** de 120 CP, ecartament normal 1 435 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 350 CP, ecartament 760 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 700 CP, ecartament 1 435 mm
- **Echipamente de frînă** pentru locomotive şi vagoane
- **Vagoane siderurgice** de 11 şi 16 m³ pentru transportul zgurei fluide

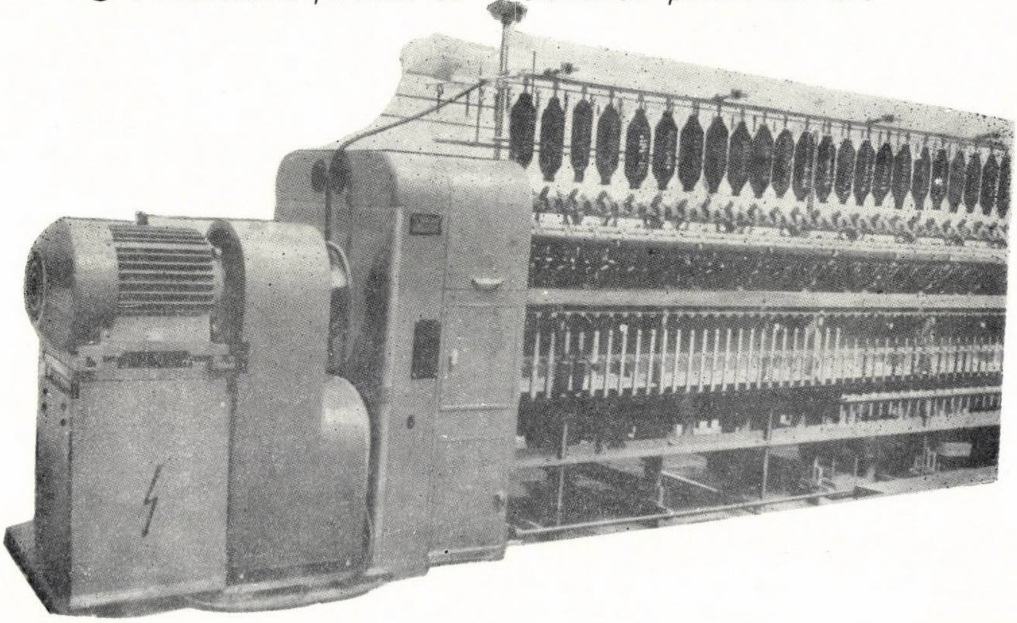


UZINA UNIREA

PIAȚA 1 MAI
3–5
CLUJ

Mașină de filat lînă pieptănată tip FLP

- *Mașina este destinată filării firelor de lînă pieptănată, lînă în amestec cu fire artificiale sau sintetice, în gama tex 50-16 (Nm 20-60)*
- *Mașina se construiește pentru 84-468 fuse, rația fiind de 12 fuse de tipul R 11-7,8 cu turația maximă de 10 000 rot/min, realizînd un cops cu lungimea de 240-245 mm*
- *Mașina folosește inele de ∅ 51 mm cu pistă conică și autoungere avînd cursor tip Y*
- *Trenul de laminare asigură laminajul firelor cuprins între 8,1 și 21,2*
- *Torsiunea S și Z în gamă de 149-1099 răsuciri/m*
- *Presiunea firului se realizează printr-un arc*



- *Antrenarea mașinii se face printr-un motor electric cu turație constantă și printr-un variator de viteză mecanic cu raport de transmisie de 3 1*
- *Dimensiunile de gabarit*
  - *înălțime. 2 065 mm – lățime 1 100 mm*
  - *lungimea unei secțiuni 2 435 mm*
  - *lungimea totală este in funcție de numărul de fuse,*

$$L = 2\,435 + \left(\frac{\text{numărul de fuse}}{2} - 1\right)$$

HEXOL
REZISTENȚĂ
ELASTICITATE
DURITATE
LUCIU
EMAILURI
PRODUSE ALE FABRICII AZUR

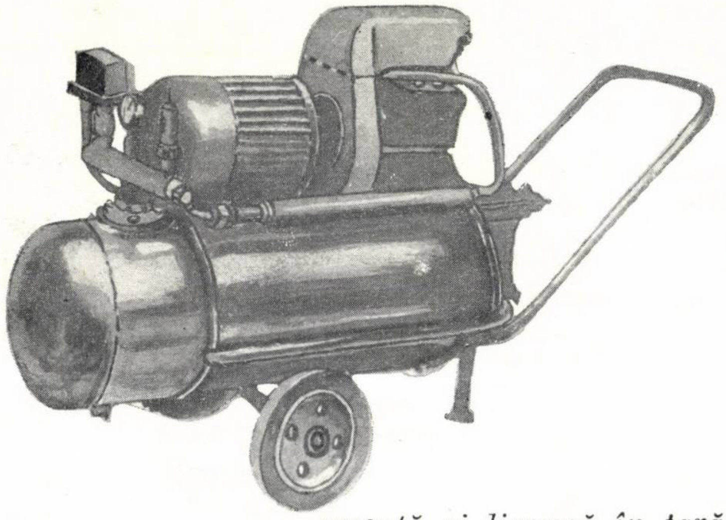
TIMIȘOARA, Spl. Peneș Curcanul 3-5

Se fabrică într-o gamă variată de culori

Aplicarea cu pensulă, pistol sau scufundare

Uscarea la aer sau la cuptor

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE



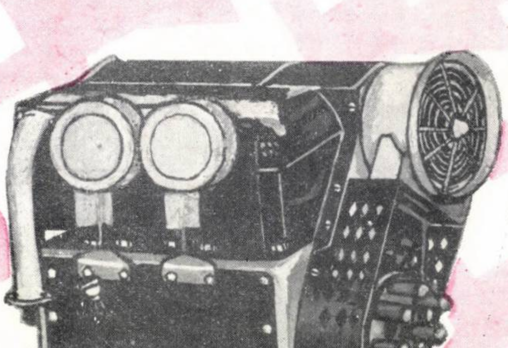
timpuri noi

execută și livrează în țară
și străinătate

BUCUREȘTI

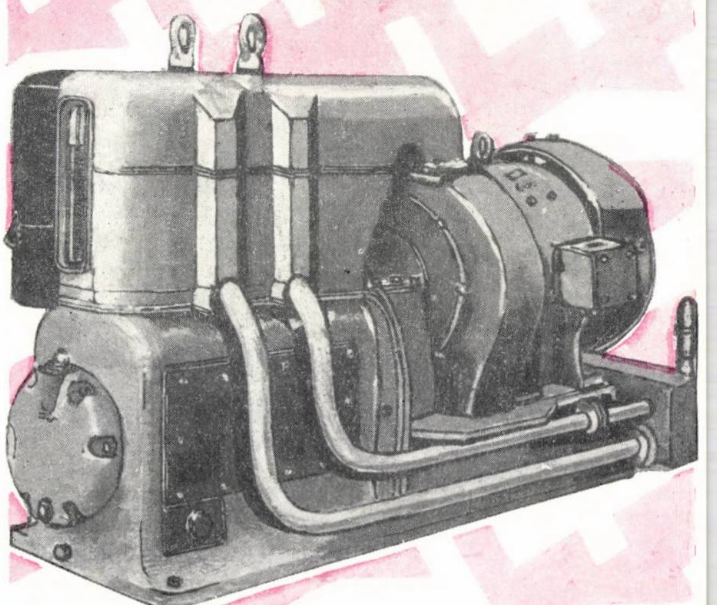
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON

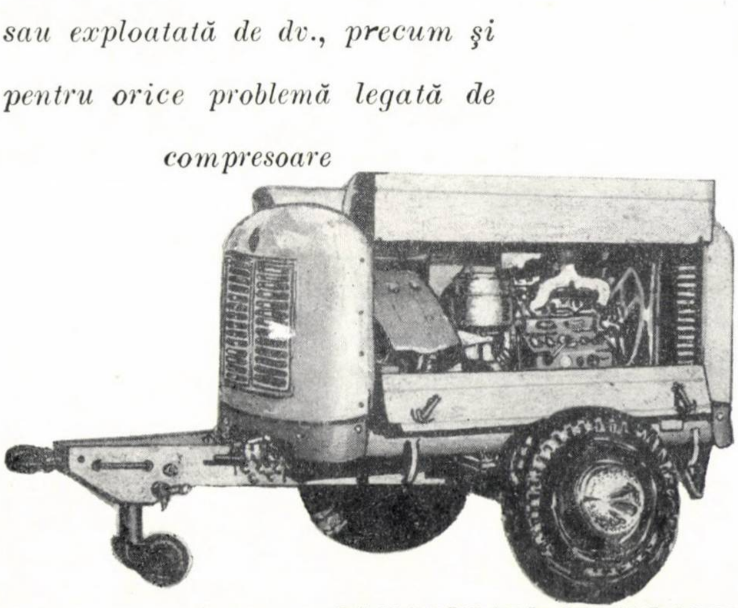
pentru:



- *locomotive*
- *instalații petroliere*
- *excavatoare*
- *troleibuze*
- *șantiere*
- *vopsitorii*
- *automatizări etc.*

La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalație pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum și pentru orice problemă legată de compresoare





CONSULTAȚI SPECIALIȘTII UZINEI TIMPURI NOI

IPRS Băneasa

produce:

Piese radio

- Rezistențe fixe cu peliculă de carbon
  0,25—2 W 10 Ω—10 MΩ
- Condensatoare styroflex
  25—500 V 20—100 000 pF
- Condensatoare electrolitice normale
  25—500 V 8—200 μF
- Condensatoare electrolitice miniatură
  3—100 V 1,5—300 μF
- Condensatoare ceramice
  30, 70, 500 V 1,5—100 000 pF
- Condensatoare cu hîrtie
  150—1 000 V 10—2 000 μF
- Cablaje imprimate
  max. 300 × 400 mm

Dispozitive semiconductoare

- Tranzistoare cu germaniu de joasă frecvență
  - de mică putere
  - de medie putere
  - de putere
- Tranzistoare cu germaniu de, înaltă frecvență
  - de mică putere
  - Drift de mică putere
- Diode cu germaniu cu contact punctiform
- Redresoare cu germaniu de medie putere

Pentru informații
suplimentare consultați
Catalogul I.P.R.S.
Băneasa

INTREPRINDERE DE PIESE DE RADIO ȘI DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE
București ★ Strada Erou Iancu Nicolae nr. 32 ★ Raion 1 Mai ★ Telefon: 17.73.30

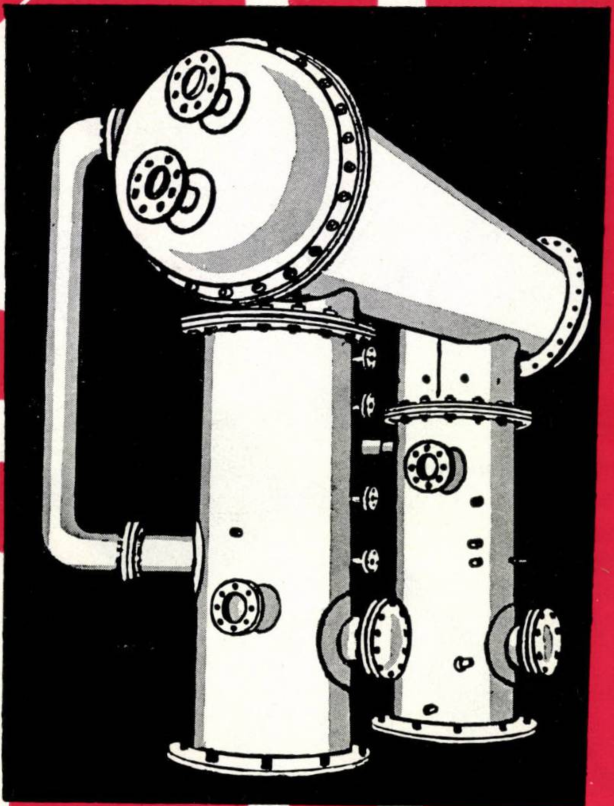
Uzinele Grivița Roșie

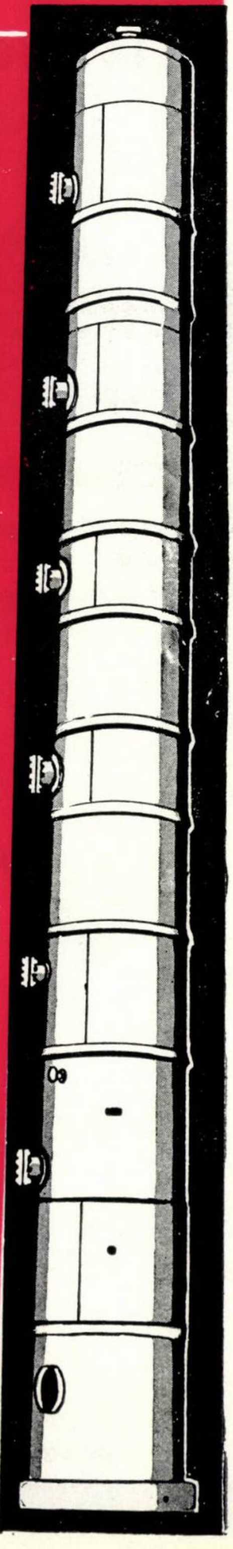
EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE
UTILAJE TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA
CHIMICĂ ȘI PETROLIERĂ

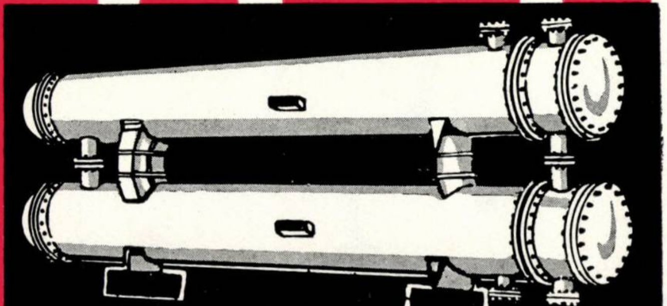
Coloane de:

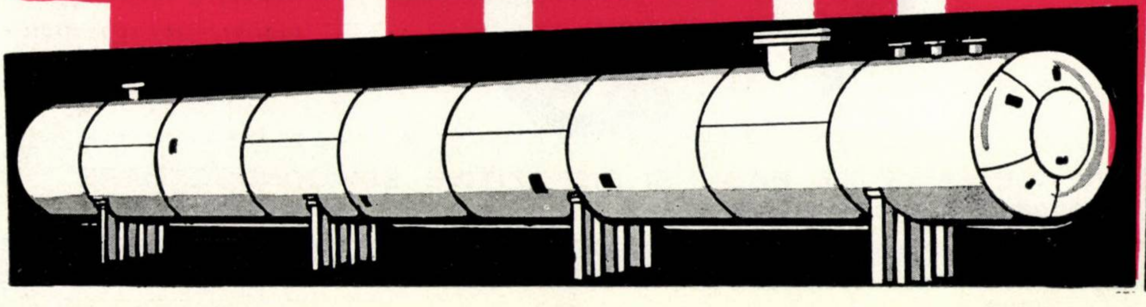
- Distilare
- Fracționare
- Spălare
- Vid
- Stripare
- Stabilizare

Absorbere
Scrubere
Condensatoare
Separatoare
Filtre
Rezervoare
Vase de drenaj
Fierbătoare
Vaporizatoare
Buncăre
Conteinere
Sobe de contact
Mori cu bile
Mori cu ciocane
Schimbătoare de căldură.









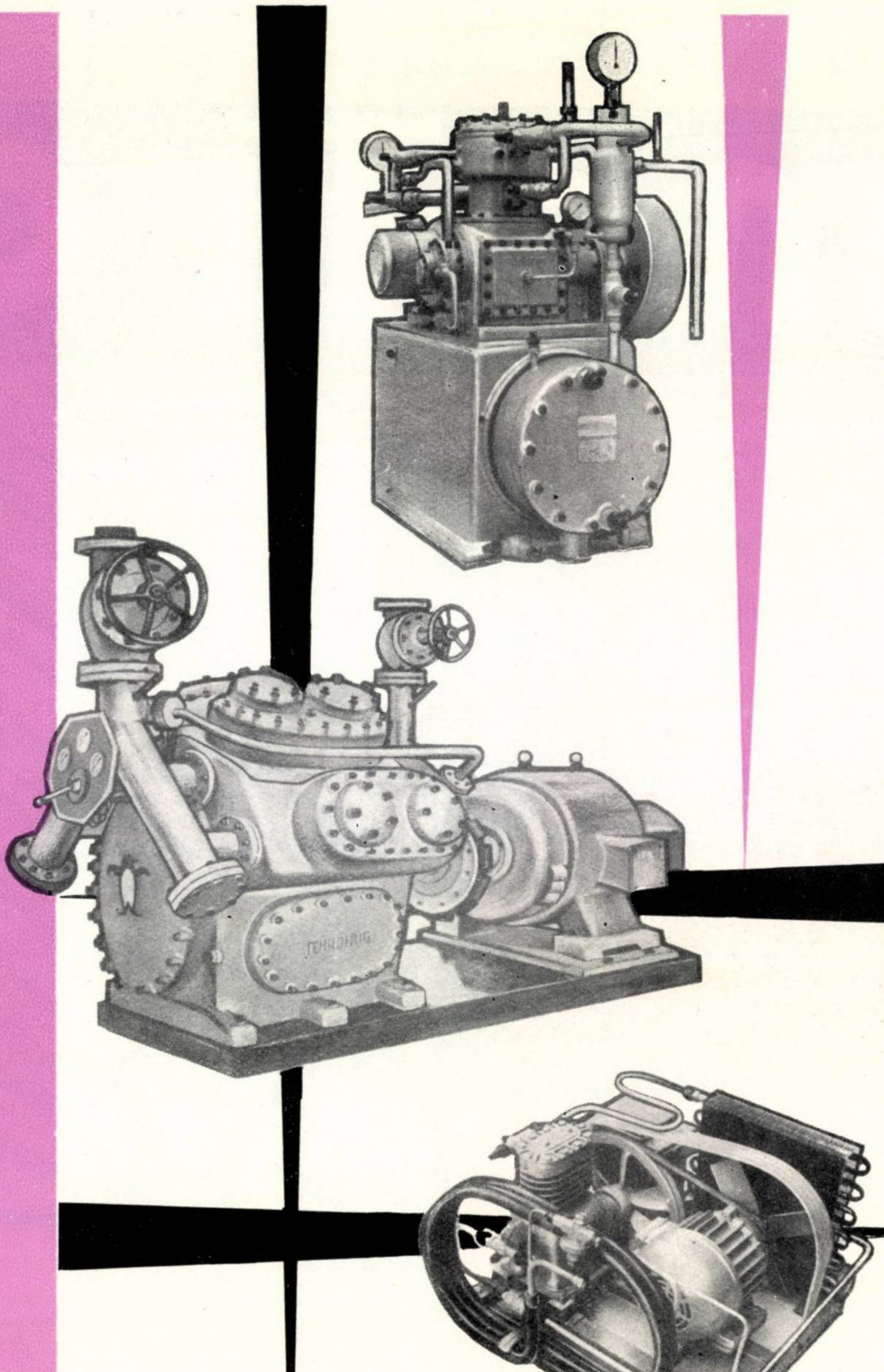
metrom

Laminate trase din neferoase ușoare și grele
Piese turnate sub presiune

UZINA „METROM" BRAȘOV Str. Carpaților nr. 60 tel. 12920

TEHNOFRIG

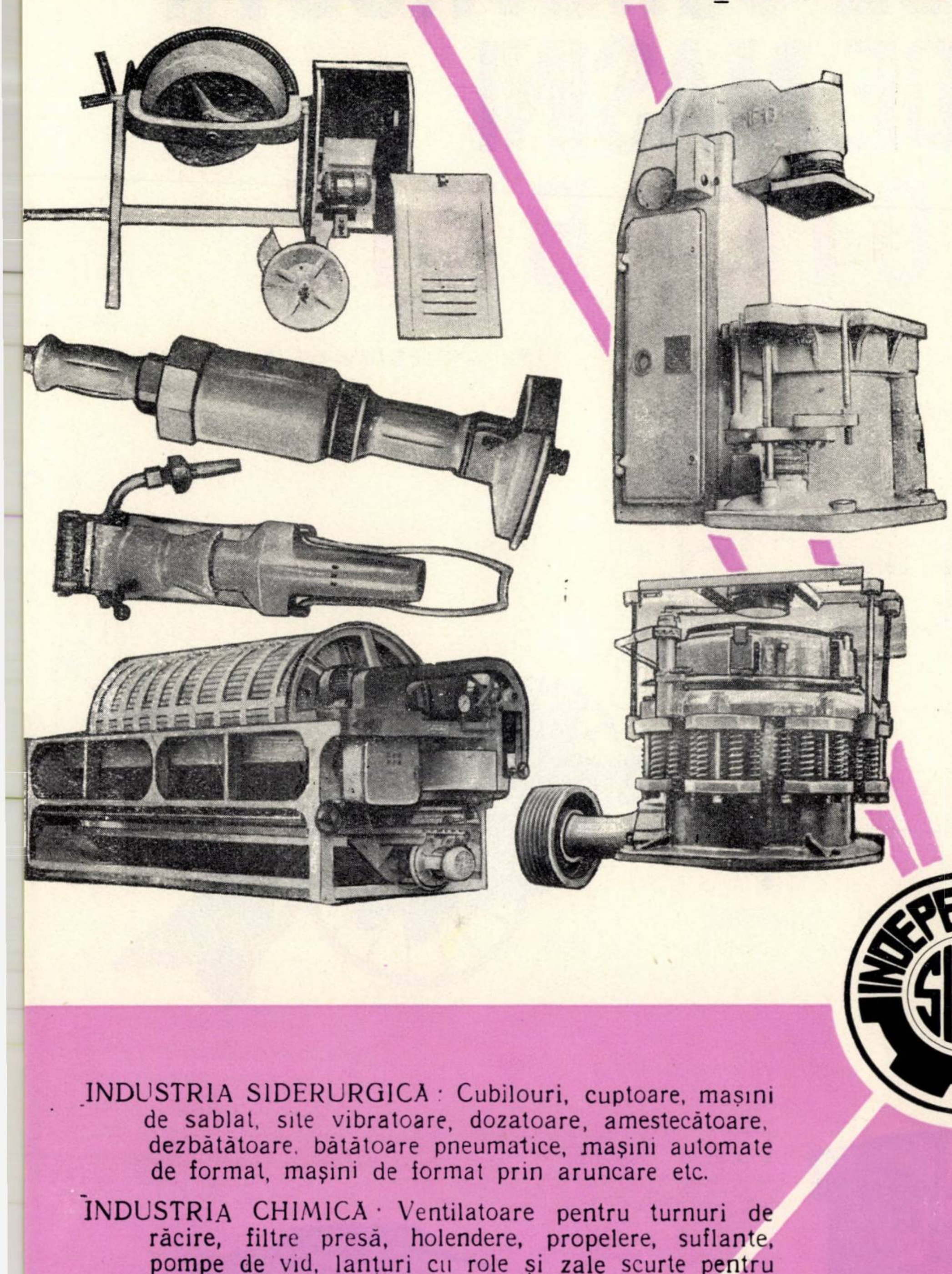
Pentru toate ramurile industriale şi comerciale, care necesită capacităţi frigorifice mari şi temperaturi scăzute, compresoare şi agregate frigorifice



TEHNOFRIG

Cluj — Str. Fabricii de chibrituri, 5-11. ● Telefon 1.61.80

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTĂ
PRODUSE
PENTRU:

INDUSTRIA SIDERURGICĂ: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

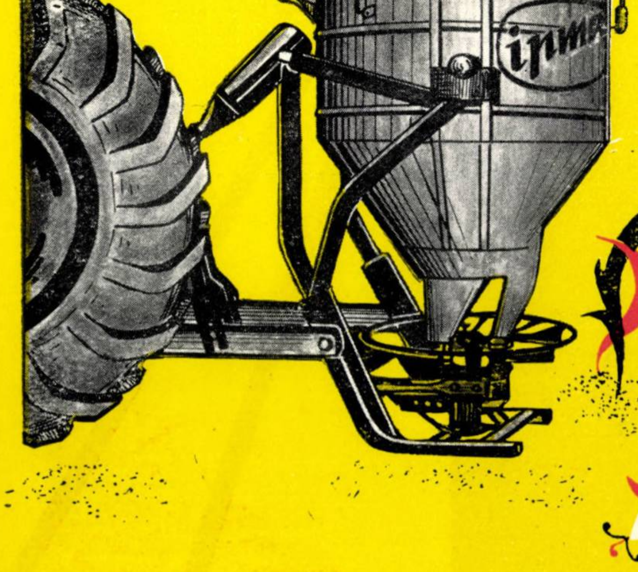
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

UZINA DE CONSTRUCTII DE MASINI
7 NOIEMBRIE

STR. I. C. FRIMU nr. 3 • ★ CRAIOVA

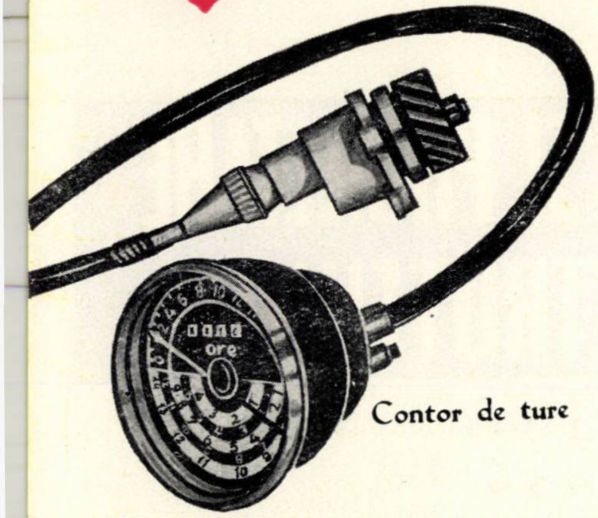
produce:

- Maşini de împrăştiat centrifugal îngrăşăminte chimice MIC—1
- Remorcă cisternă RC — 3,6
- Remorcă cisternă RC — 1,8
- Greblă rotativă GR — 4,2
- Semănătoare universală de cereale SU — 29
- Tocătoare pentru însilozat TMS — 6M

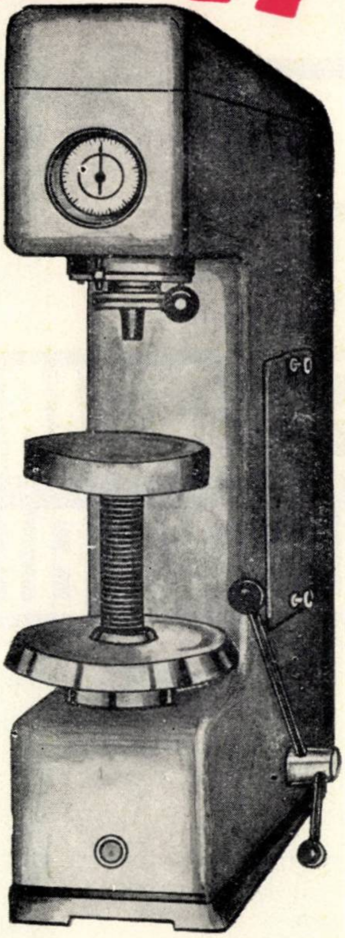


PERICOL DE FOC
ATENTIUNE!

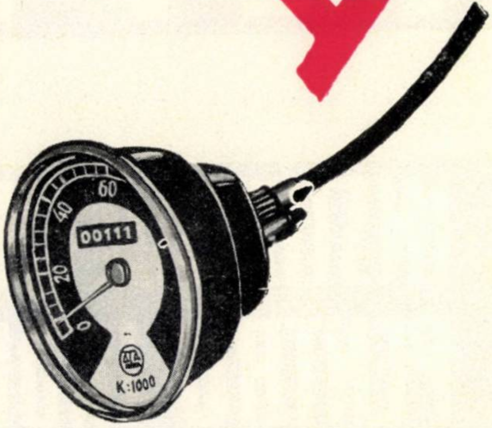
UZINA BALANTA SIBIU



Contor de ture



Aparat Rockwell



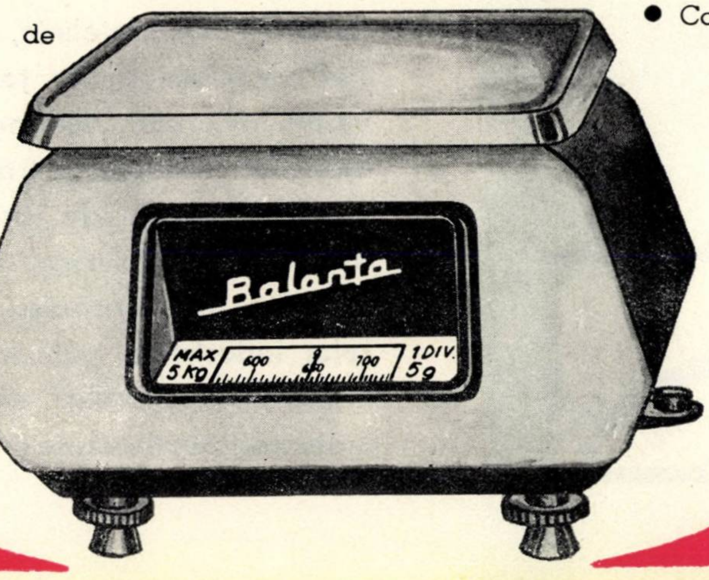
Vitezometru

execută :

- Balanțe semiautomate de 1 și 20 kg
- Balanțe semiautomate de 5 kg, cu proiecție
- Balanțe tehnice cl. II de 1 și 5 kg
- Balanțe etalon de 2 și 20 kg
- Balanțe compuse de 5, 10 și 20 kg
- Balanțe romane de uz casnic de 5 și 10 kg
- Bascule semiautomate de 50 kg, cu proiecție

- Bascule automate cu cupă basculantă pentru cereale de 5, 20, 100, 200, 300 și 700 kg
- Bascule romane de 500, 1 000 și 2 000 kg
- Bascule pod pentru vehicule rutiere de 10, 15 și 20 t
- Basculă pod pentru vagonete și căi ferate
- Aparate Brinell și Rockwell
- Vitezometre pentru autovehicule
- Contoare de ore

Balanță semiautomată de 5 kg

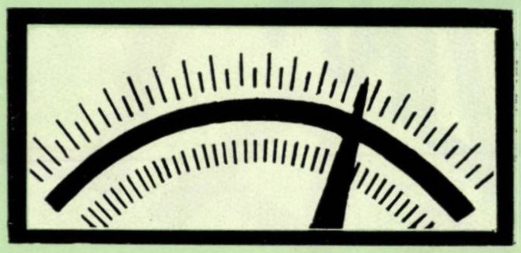


**Str. Gușteriței
21 - 23**

**telefon
6200**

MICM

ICPE



INSTITUTUL DE CERCETARE ȘI PROIECTARE PENTRU INDUSTRIA ELECTROTEHNICĂ

București ★ Bulevardul Tudor Vladimirescu nr. 45 ★ telefon 31.41.00

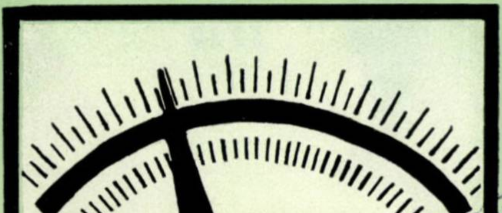
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ИНСУИТУТ ПО ВОПРОСАМ ЭЛЕКТРОПРОМЫШЛЕННОСТИ

ELECTRICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE

FORSCHUNGS-UND PROJEKTIERUNGSINSTITUT FÜR DIE ELEKTROINDUSTRIE

INSTITUT DE RECHERCHES ET PROJETS POUR L'INDUSTRIE ÉLECTROTECHNIQUE

primește comenzi de cercetare și proiectare, cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din țară. Institutul execută studii, încercări, omologări și prototipuri din domeniul mașinilor și transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă și înaltă tensiune, acționărilor electrice, schemelor complexe electrice și electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu mașini electronice, materialelor electrotehnice, cum și proiectări pentru uzine și fabrici cu acest profil.



SZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, MAI 1966, Nr. 5

CUPRINS

CAŢI, A.:	**Politica Partidului Comunist Român de dezvoltare cu precădere a industriei grele.**	249
SELEŞTEANU, A.:	**Principii şi metode de optimizare în construcţia de maşini.**	255
PIMSNER, V.:	**Influenţa recuperării căldurii asupra performanţelor turbomotorului cu ardere internă.**	260
KRPAN, D.:	**Variabilitatea coeficienţilor de frecare la alunecare.**	264
PELECUDI, CH. şi HUNKER, T.:	**Probleme geometrico-mecanice ale automatului de control aspectual al bilelor de rulmenţi.**	275
MAROS, D. şi ORLANDEA, N.:	**Angrenarea flancurilor şi concluzii privind mărirea capacităţii portante la angrenajele melcate globoidale de tip Cone.**	283
COSOROABĂ, V. şi KOGĂLNICEANU, E.:	**Organizarea fabricaţiei în flux şi aplicarea metodei tehnologice de grup la uzina Timpuri noi.**	291
VASILE, I.:	**Procedee şi materiale pentru încărcarea prin sudare a sculelor pentru prelucrarea metalelor.**	293
SĂLCUDEANU, M. şi SĂLCUDEANU, GH.;	**Unele consideraţii asupra toleranţelor de execuţie ale îmbinărilor filetate acoperite galvanic.**	300

DOCUMENTARE 306

RECENZII 311

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621 :669.1(498)

Caţi, A. : **Politica Partidului Comunist Român de dezvoltare cu precădere a industriei grele.**

Se analizează principalele aspecte ale influenţei dezvoltării industriei grele asupra economiei Republicii Socialiste România.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 249–254

CZ 621–503.53

Seleşteanu, A. : **Principii şi metode de optimizare în construcţia de maşini.**

Se realizează o sistematizare a metodelor de optimizare în construcţia de maşini, insistîndu-se asupra importanţei acestor metode.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 255÷260

CZ 621.438.018.7

Pimsner, V. : **Influenţa recuperării căldurii asupra performanţelor turbomotorului cu ardere internă.**

Se precizează metodica de analiză a influenţelor recuperării căldurii asupra performanţelor turbomotorului cu ardere internă.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 260–264

CZ 629.113. :539.621

Krpan, D. : **Variabilitatea coeficienţilor de frecare la alunecare·**

Se prezintă rezultatele cercetărilor şi încercărilor realizate în legătură cu variabilitatea coeficienţilor de frecare la alunecare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 264–275

CZ 621.822.71 :620.179.6 :621–52

Pelecudi, Ch. şi *Hunker, T.* : **Probleme geometrico-mecanice ale automatului de control aspectual al bilelor de rulmenţi.**

Se prezintă principiile funcţionale şi condiţiile de lucru ale unui automat fotoelectric pentru controlul aspectual al bilelor de rulmenţi.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 275–283

CZ 621.833.38

Maros, D. şi *Orlandea, N.* : **Angrenarea flancurilor şi concluzii privind mărirea capacităţii portante la angrenajele melcate globoidale de tip Cone.**

Se studiază geometria angrenajelor melcate globoidale de tip Cone, analizîndu-se posibilităţile de mărire a capacităţii portante respective.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 283–291

CZ 621.43 :621.65 :338.062.172(498)

Cosoroabă, V. şi *Kogălniceanu, E.* : **Organizarea fabricaţiei în flux şi aplicarea metodei tehnologice de grup la uzina Timpuri noi.**

Se evidenţiază aspectele fundamentale ale organizării fabricaţiei în flux şi aplicarea tehnologiei de grup pentru fabricaţia de motoare şi compresoare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 291–293

CZ 621.9 :621.791.92

Vasile, I. : **Procedee şi materiale pentru încărcarea prin sudare a sculelor pentru prelucrarea metalelor.**

Se analizează procedeele şi materialele utilizabile pentru încărcarea prin sudare a sculelor pentru prelucrarea metalelor.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 293–299

CZ 621.643.414 :621.357 :621.753.1

Sălcudeanu, M. şi *Sălcudeanu, Gh.* : **Unele consideraţii asupra toleranţelor de execuţie ale îmbinărilor filetate acoperite galvanic.**

Se prezintă o metodă pentru realizarea adaosurilor necesare acoperirii galvanice la îmbinările filetate.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 5, p. 300–306

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : M.I.C.M. – Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice – cont 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România. – Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23–25, Bucureşti. c. 3263

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 621 : 669.1(498)

Кацu, А.: Политика Румынской Коммунистической Партии направленная премщественно на развитие тяжелой промышленности.

Анализируются основные аспекты влияния развития тяжелой промышленности на экономику Социалистическом Республики Румыния.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр· 249–254

ДК 621–503.53

Селештяну, А.: **Принципы и методы оптимизации в машиностроении.**

Проводится систематизация методов оптимизации в машиностроении, причем особое внимание уделяется значению этих методов.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 255–260

ДК 621.438.018.7

Пимснер, В.: **Влияние рекуперации тепла на параметры турбодвигателя внутреннего сгорания.**

Уточняется методика анализа влияния рекуперации тепла на параметры турбодвигателя внутреннего сгорания.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 260–264

ДК 629.113 :539.621

Крпан, Д.: **Вариабельность коэффициентов трения при скольжении.**

Приводятся результаты исследований и испытаний, проведенных в связи с вариабельностью коэффициентов трения при скольжении.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 264–275

ДК 621.822.71 :620.179.6 :621–52

Пелекуди, Х. и *Хункер, Т.*: **Механическо-геометрические проблемы автоматического устройства для контроля внешнего вида шариков для подшипников.**

Приводятся функциональные принципы и условия работы фотоэлектрического автоматического устройства, контролирующего внешний вид шариков используемых для подшипников.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 275–283

ДК 621.833.38

Марос, Д. и *Орландя, Н.*: **Сцепление боковых поверхностей и заключения относительно повышения несущей способности глобоидных червячных сцеплений типа Кон.**

Рассматривается геометрия глобоидных червячных сцеплений типа Кон, причем анализируются возможности повышения соответствующей несущей способности.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 283–291

ДК 621.43 :621.65 :338.062.172(498)

Косороаба, В. и *Когэльничану, Е.*: **Организация поточного производства и применение группового технологического метода на заводе „Тимпурь Ной".**

Отмечаются основные аспекты организации поточного производства и применение групповой технологии для производства двигателей и компрессоров.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 291–293

ДК 621.9 :621.791.92

Василе, И.: **Способы и материалы для наплавки металлообрабатывающего инструмента.**

Анализируются способы и материалы применяемые для наплавки инструмента, применяемого для металлообработки.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 293–299

ДК 621.643.414 :621.357 :621.753.1

Сэлкудян, М. и *Сэлкудян, Г.*: **О допусках при изготовлении резьбовых соединений с гальваническим покрытием.**

Описывается метод получения припусков необходимых для гальванического покрытия резьбовых соединений.

Construcţia de maşini 18 (1966). № 5. стр. 300–306

DC 621 :669.1(498)

Caţi, A.: **The politics of the Roumanian Comunist Party for special developing of heavy industry.**

The main aspects of the influence exercised by the development of heavy industry on the economy of the Socialist Republic of Rumania are analysed.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 249–254

DC 621–503.53

Seleşteanu, A.: **Optimizing principles and methods in mechanical engineering.**

The optimizing methods in mechanical engineering are systhematically presented and their importance, emphasized.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 255–260

DC 621.438.018.7

Pimsner, V.: **The influence of heat recovery on the performances of internal-combustion turboclutches.**

The methods of analysing the influences of heat recovery on the performances of internal-combustion turboclutches are described.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 260–264

DC 629.113 :539.621

Krpan, D.: **The variability of the sliding friction coefficients.**

The results are given of tests and researches concerning the variability of sliding friction coefficients.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 264–275

DC 621.822.71 :620.179.6 :621–52

Pelecudi, Chr. and *Hunker, T.*: **Some geometrical and mechanical problems of the automatic device for the aspectual control of bearing rolls.**

The functional principles and working conditions of a photoelectric automatic device for the aspectual control of bearing rolls are presented.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 275–283

DC 621.833.38

Maros, D. and *Orlandea, N.*: **The flank gearing and some conclusions concerning the increase of the bearing capacity in the Cone-type wormed globoidal gears.**

The geometry of the Cone-type wormed globoidal gears is studied as well as the possibilities of increasing the respective bearing capacity.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 283–291

DC 621.43 :621.65 :338.062.172(498)

Cosoroabă, V. and *Kogălniceanu, E.*: **The organisation of the flow fabrication and the application of the technological group method at the „Timpuri noi" Works.**

The fundamental organizational aspects of the flow fabrication and the application of the group technology in manufacturing engines and compressors are discussed.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 291–293

DC 621.9 :621.791.92

Vasile, I.: **Methods and materials for the build-up welding of metal working tools.**

The methods and materials used for the build-up welding of metal working tools are analysed.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 293–299

DC 621.643.414 :621.357 :621.753.1

Sălcudeanu, M. and *Sălcudeanu, Gh.*: **Some considerations concerning the execution tolerances of the galvanically covered threaded joints.**

A method of achieving the additions required by the galvanic coating in threaded joints is presented.

Construcţia de maşini 18 (1966). nr. 5. p. 300–306

CD 621 :669.1(498)

Cați, A. : **La politique du Parti Communiste Roumain concernant le développement préférentiel de l'industrie lourde.**

On examine les principaux aspects de l'influence qu'a le développement de l'industrie lourde sur l'économie de la République Socialiste de Roumanie.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 249–254

CD 621–503.53

Seleșteanu, A. : **Principes et méthodes pour améliorer la construction mécanique.**

On met au point une systématisation des méthodes qui servent à améliorer la construction mécanique et on souligne leur importance.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 255–260

CD 621.438.018.7

Pimsner, V. : **L'influence de la récupération de la chaleur sur les performances du turbo-moteur à combustion interne.**

L'auteur précise la méthode par laquelle on examine l'influence de la récupération de la chaleur sur les performances du turbo-moteur à combustion interne.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 260–264

CD 629.113 :539.621

Krpan, D. : **La variabilité des coefficients de frottement au glissement.**

On expose les résultats des recherches et des essais se rapportant à la variabilité des coefficients de frottement au glissement.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 264–275

CD 621.822.71 :620.179.6 :621.52

Pelecudi, Chr. et *Hunker, T.* : **Problèmes géométriques et mécaniques posés par l'automate qui contrôle l'aspect des billes de roulement.**

On présente les principes de fonctionnement et les conditions de travail d'un automate photoélectrique qui contrôle l'aspect des billes de roulement.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 275–283

CD 621.833.38

Maros, D. et *Orlandea, N.* : **L'engrenage des flancs et quelques conclusions sur l'augmentation de la capacité portante des engrenages à vis sans fin globoïdes de type Cone.**

On étudie la géométrie des engrenages à vis sans fin globoïdes de type Cone et on analyse les possibilités d'augmenter leur capacité portante.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 283–291

CD 621.43 :621.65 :338.062.172(498)

Cosoroabă, V. et *Kogălniceanu, E.* : **L'organisation de la fabrication en flux et l'application de la méthode technologique du groupement à l'usine „Timpuri noi".**

On fait ressortir les aspects fondamentaux de l'organisation de la fabrication en flux et de l'application de la technologie du groupement pour la construction des moteurs et des compresseurs.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 291–293

CD 621.9 :621.791.92

Vasile, I. : **Procédés et matériaux pour charger par soudure les outils qui servent à l'usinage des métaux.**

On examine les procédés et les matériaux pour charger par soudure les outils dont on se sert pour usiner les métaux.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 293–299

CD 621.643.414 :621.357 :621.753.1

Sălcudeanu, M. et *Sălcudeanu, Gh.* : **Quelques considérations sur les tolérances d'exécution des assemblages à filet à revêtement galvanique.**

Les auteurs exposent une méthode par laquelle on réalise les revêtements galvaniques des assemblages à filet.

Construcția de mașini 18 (1966), no. 5, p. 300–306

Abonați-vă
la
revistele:
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA
ȘI
ELECTRONICA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, MAI 1966, Nr. 5

CZ 621 : 669.1(498)

Politica Partidului Comunist Român de dezvoltare cu precădere a industriei grele

AMALIA CAȚI

Transformările revoluționare petrecute în patria noastră sînt un rezultat al activității creatoare a maselor populare conduse de Partidul Comunist Român. În procesul construirii socialismului, România a devenit treptat o țară cu o industrie în plin avînt, cu o agricultură socialistă mecanizată, cu o cultură înfloritoare. La baza acestor succese a stat linia politică a P.C.R., care a stabilit ca obiectiv central al politicii sale economice ,,industrializarea țării, dezvoltarea cu precădere a industriei grele, în special a industriei constructoare de mașini — fără de care nu sînt posibile ridicarea patriei noastre la un grad înalt de civilizație și bunăstare, înaintarea spre comunism''[1].

Bazîndu-se pe învățătura marxist-leninistă privind rolul forțelor de producție în dezvoltarea societății și ținînd seamă de caracterul specific al economiei României, moștenit de la regimul burghezo-moșieresc, P.C.R. a stabilit linia de construire a bazei tehnice-materiale a socialismului. Ea reprezintă marea producție mecanizată în toate ramurile producției materiale, bazată pe proprietatea socialistă asupra mijloacelor de producție, caracterizată printr-o tehnică înaintată și un nivel ridicat al productivității muncii sociale.

Baza tehnică-materială a socialismului a fost creată și dezvoltată în procesul industrializării socialiste, care reprezintă singura cale spre progres și civilizație, spre creșterea bunăstării maselor și asigură, în fapt, independența și suveranitatea națională.

Rolul hotărîtor în dezvoltarea marii producții mecanizate îi revine industriei grele cu ramurile ei de bază : energia electrică, metalurgia, construcția de mașini, chimia, fiecare din ele avînd un rol primordial în condițiile revoluției științifico-tehnice contemporane.

Este știut că dezvoltarea forțelor de producție în prezent, creșterea productivității muncii cer o sporire considerabilă a bazei energetice a țării. În tehnica modernă, energia electrică este forma de energie cea mai corespunzătoare din punct de vedere tehnic și economic ; ea poate fi transmisă ușor la locurile de consum îndepărtate și transformată în alte forme ale energiei. Căile progresului tehnic se bazează pe această proprietate a energiei electrice, constituind elementul principal în mecanizare și automatizare, fiind utilizată și într-o serie de procese tehnologice ca cele electrochimice, electrometalurgice, electrotermice etc.

Metalul reprezintă un alt element deosebit de important în dezvoltarea industrială a țării și în asigurarea progresului tehnic în toate ramurile economiei naționale. Ramurile consumatoare de metal și, în primul rînd, construcția de mașini, solicită metale cu proprietăți fizico-mecanice și chimice superioare pentru realizarea mașinilor și agregatelor la nivelul tehnic contemporan. De aceea, o preocupare de prim ordin a fost obținerea unor calități noi de metal, cu deosebire oțel, fontă și unele aliaje speciale.

Chimia aduce o contribuție din ce în ce mai importantă la promovarea progresului tehnic contemporan. Tehnica actuală face necesară crearea de către chimie a unor materiale cu proprietăți structurale superioare, mai tari ca oțelul, mai flexibile și cu o rezistență mai mare decît a cauciucului natural, care să reziste la viteze, presiuni și frecări tot mai mari. În același timp, industria chimică contribuie din plin la valorificarea complexă a bogățiilor naturale, a materiilor prime și a deșeurilor industriale, transformîndu-le într-un număr variat de produse necesare celorlalte ramuri ale economiei naționale.

Rolul principal, hotărîtor în cadrul industriei grele îl are construcția de mașini. Ea contribuie în mod direct la crearea și dezvoltarea bazei tehnice-materiale a socialismului, la instaurarea marii producții mecanizate în toate ramurile economiei naționale prin livrarea către celelalte ramuri ale producției materiale, a mijloacelor de muncă necesare în vederea asigurării reproducției socialiste lărgite. Prin crearea și dezvoltarea unei industrii moderne constructoare de mașini se asigură promovarea tehnicii noi, dezvoltarea rapidă a forțelor de producție și, prin aceasta, realizarea principalelor sarcini ale desăvîrșirii construcției socialiste.

În elaborarea programului științific de industrializare a țării, P.C.R. a ținut și ține seama de rolul industriei grele cu ramurile ei de bază în progresul economic și social al țării. Congresul al IX-lea al partidului a arătat că și în perioada care urmează ,,va crește cu precădere producția mijloacelor de producție și, în cadrul acesteia, cu prioritate producția în ramurile care asigură promovarea progresului tehnic și dezvoltarea proporțională și echilibrată a întregii economii naționale'' [2].

Calea principală de înfăptuire a politicii de industrializare socialistă este asigurată prin investiții. Ele au fost orientate în vederea îndeplinirii a două condiții, și anume : dezvoltarea cu prioritate a industriei față de celelalte ramuri ale economiei naționale ; dezvoltarea cu prioritate, în cadrul industriei, a industriei grele față de industria bunurilor de consum.

Ținînd seamă că nivelul industrial al țării era scăzut, politica de investiții a partidului trebuia să rezolve problema dezvoltării ramurilor hotărîtoare ale industriei, lichidarea caracterului dezvoltării neproporționale al economiei, gradul limitat de valorificare a resurselor naturale etc. Prin sporirea continuă a fondurilor fixe în toate sectoarele economiei naționale, investițiile repartizate pe ramuri au asigurat înfăptuirea unor ritmuri și proporții obiectiv necesare pentru crearea unei noi structuri pe ramuri economice în cadrul producției materiale.

Dezvoltarea rapidă a ramurilor de bază ale industriei grele a dus la creșterea mai rapidă a industriei mijloacelor de producție (grupa A) față de industria obiectelor de consum (grupa B). Ca urmare a acestui fapt, structura producției globale industriale pe grupele A și B s-a schimbat (tabela 1) în favoarea grupei A de la 45,5% în 1938 la 65,9% în 1964. Această schimbare reflectă orientarea economică a țării noastre spre o structură proprie țărilor mai dezvoltate din punct de vedere industrial.

Tabela 1

	1938	1948	1955	1959	1964
Total industrie	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
grupa A	45,5	49,4	55,8	60,3	65,9
grupa B	54,5	50,6	44,2	39,7	34,1

Sursa : Anuarul statistic al Republicii Socialiste România, 1965. pag. 158–159.

Modificările intervenite în structura pe ramuri economice a țării sînt un rezultat al repartizării investițiilor efectuate în perioada 1950 — 1965. Din totalul investițiilor, industriei i-a revenit 51,8%, asigurîndu-se pe această cale ca majoritatea absolută a sumelor investite să fie destinată construcțiilor de noi fonduri fixe productive cu caracter industrial. Din aceste alocări industriale, 61,2% au fost grupate în perioada șesenalului, din care 3/4 au fost destinate dezvoltării industriei energetice, metalurgice, construcției de mașini și chimice.

Efectul investițiilor s-a concretizat în evoluția dinamică a acestor ramuri și a producției industriale în ansamblul ei (tabela 2). În procesul industrializării socialiste, ramurile de bază ale industriei grele au avut o evoluție ascendentă și rapidă, întrecînd cu mult dinamica producției industriale pe ansamblu, care la rîndul ei a cunoscut o creștere de 6,5 ori în 1965 față de anul 1950. După cum se vede, producția de energie electrică și termică a crescut în aceeași perioadă de 9,8 ori, a construcției de mașini de 12,6 ori, iar a chimiei de aproape 20 ori.

Sporirea cantitativă a producției acestor ramuri a fost însoțită de modificări calitative. Astfel, în producerea de energie electrică a existat preocuparea pentru descoperirea de noi resurse energetice și folosirea lor rațională. Este știut că principalele resurse naturale de energie sînt : petrolul, gazele naturale, cărbunii și potențialul hidroenergetic. Deoarece în bună parte, aceste bogății sînt utile dezvoltării altor ramuri de producție, apare necesitatea

Tabela 2

	Dinamica producției 1950 = 100							
	1955	1959	1960	1961	1962	1963	1964	1965*
Total industrie	202	293	340	393	447	502	574	650
Energie electrică și termică	233	377	424	489	593	698	853	980
Metalurgie feroasă	153	286	377	444	495	534	592	—
Construcție de mașini	278	486	585	701	833	941	1100	1260
Chimie	293	554	658	836	1000	1300	1700	1990

* Calculat pe baza datelor din Documentele Congresului al IX-lea al P.C.R., pag. 24, 750 și din Anuarul Statistic al Republicii Socialiste România, 1965, pag. 150–151.

ca în balanţa energetică a ţării să scadă ponderea resurselor energetice superioare ca petrolul, gazul metan şi să crească ponderea cărbunilor şi a energiei hidraulice.

În producţia siderurgică se remarcă dinamica unor produse deosebit de importante ca oţelul, fonta, laminatele. Astfel numai producţia de oţel realizată în anul 1965 a fost de 3,4 milioane tone, adică de peste 6 ori mai mare decît cea realizată în anul 1950 şi de 12,7 ori mai mare faţă de cea a anului 1938.

În industria chimică, creşterea considerabilă a producţiei se datoreşte în special efortului făcut pentru dezvoltarea petrochimiei, alocîndu-i-se în perioada planului şesenal aproape o cincime din totalul investiţiilor industriale. Tendinţa actuală în acest domeniu este trecerea de la produse obţinute pe bază de cărbune, lemn, materii prime agricole, la cele petrochimice — mult mai economice, care permit reducerea masivă a preţului de cost al produselor şi înlocuirea unor materii prime importante care pot fi utilizate în alte scopuri.

Tabela 3

		1955	1959	1964	1965
Indicele de devansare a producţiei constructoare de maşini faţă de :	— total industrie	1,37	1,65	1,91	1,93
	— grupa A	1,28	1,42	1,51	1,54

Calculat pe baza datelor din Anuarul statistic al Republicii Socialiste România, 1965, p. 150 – 151 şi din tabela 2 din prezentul articol. 1950 = 1.

Dintre toate ramurile, construcţia de maşini îşi aduce contribuţia hotărîtoare la dezvoltarea forţelor de producţie. Ea asigură în prezent 2/3 din necesarul de utilaj al economiei naţionale. În raportul C.C. al P.C.R. prezentat de tovarăşul N. Ceauşescu la Congres s-a făcut aprecierea că „industria constructoare de maşini satisface în cea mai mare parte nevoile de maşini, utilaje şi instalaţii ale industriei petrolului, lemnului şi ale industriei alimentare, ale transporturilor feroviare, auto şi ale agriculturii, asigură într-o proporţie însemnată echipamentul necesar celorlalte ramuri, precum şi un sortiment tot mai variat de bunuri de consum" [1].

Îndustria constructoare de maşini a dat în anul 1965 o producţie care a devansat atît pe cea realizată pe total industrie, cît şi pe cea a producţiei grupei *A*, după cum se arată în tabela 3, în care indicele de devansare s-a calculat cu formula :

$$d = \frac{\Delta c_0^1}{\Delta c_0^2},$$

în care :

d este indicele de devansare ;

Δc_0^1 — creşterea producţiei în ramura 1 faţă de anul luat ca bază 0 (sau alt nivel de referinţă) ;

Δc_0^2 — creşterea producţiei în ramura 2 faţă de acelaşi nivel de referinţă.

Indicele de devansare reflectă faptul că la fiecare procent de creştere a producţiei industriale globale şi a grupei *A* în anul 1965 faţă de 1950, producţia constructoare de maşini a cunoscut o creştere de 1,93 şi respectiv de 1,54.

Toate acestea au determinat o creştere a ponderii ramurii constructoare de maşini în producţia industrială de la 10,2% în 1938 la 28,0% în 1964, reprezentînd de fapt ramura cu ponderea cea mai ridicată din economia naţională.

În conformitate cu investiţiile făcute şi prin punerea în funcţiune a obiectivelor construite pe baza tehnicii înaintate, producţia industrială a cunoscut o creştere simţitoare în perioada şesenalului. Pe baza calculelor efectuate se poate aprecia nivelul producţiei atins, cu aproximaţie, în anul 1965 faţă de nivelul anului 1938 la principalele ramuri analizate (tabela 4). Ritmul de creştere a acestor ramuri în perioada 1960—1965 şi-a păstrat o mare intensitate, caracterizînd dinamismul şi vitalitatea economiei ţării noastre în condiţiile socialismului.

În vederea continuării — pe o treaptă superioară — a procesului desăvîrşirii construcţiei socialismului în toate domeniile de activitate, Congresul al IX-lea al P.C.R. a stabilit direcţiile principale de dezvoltare a patriei noastre în următorii cinci ani, care să asigure accentuarea caracterului industrial al ţării, făurirea unei agriculturi moderne, ridicarea ţării la nivelul celor cu economie avansată şi un grad înalt de

Tabela 4

	1965 faţă de 1959	1965 faţă de 1938	Ritm mediu anual 1960 – 1965, %
Producţia industrială	2,24 ori	9,5 ori	14,4
Energia electrică şi termică	2,6 ori	24,2 ori	21,0
Oţel	2,3 ori	11,6 ori	—
Construcţia de maşini	2,6 ori	22,5 ori	peste 17,0
Chimia	3,6 ori	34,0 ori	24,0

Surse : Congresul al IX-lea al P.C.R. pag. 24, 750 şi Anuarul statistic al Republicii Socialiste România, 1965, pag. 149, 168, 184.

civilizație, capabile să dea poporului român o viață îmbelșugată.

În centrul politicii economice a partidului stă problema continuării în ritm susținut a industrializării țării, care să asigure mai departe dezvoltarea forțelor de producție în ansamblul economiei naționale și consolidarea bazei tehnice-materiale a socialismului, înfăptuirea reproducției pe baza tehnicii moderne, capabile să asigure înlocuirea mijloacelor de producție și, în primul rînd, a mijloacelor de muncă la un nivel calitativ mereu superior.

În Directivele Congresului se arată că una dintre sarcinile de bază ale planului economic pe anii 1966—1970 este: „continuarea neabătută a industrializării socialiste a țării și, în cadrul acesteia, dezvoltarea cu prioritate a producției mijloacelor de producție, concomitent cu creșterea și perfecționarea continuă a producției bunurilor de consum; lărgirea bazei de materii prime a industriei prin atragerea în circuitul economic a noi resurse; îmbunătățirea continuă a repartizării forțelor de producție pe teritoriul țării" [2].

În acest sens, noul plan cincinal prevede ca pînă în anul 1970 volumul producției să crească cu 65% față de anul 1965, cu un ritm mediu anual de 10,5%, ceea ce va asigura ca producția industrială a țării să fie de 15,7 ori mai mare decît cea a anului 1938. Practic, aceasta înseamnă că la finele anului 1970, producția anului 1938 să fie produsă numai în 24 zile, reflectînd o creștere considerabilă a potențialului economic al țării noastre.

Pentru atingerea acestui obiectiv sînt alocate investiții în valoare de 250—260 miliarde lei, care vor fi repartizate în proporție de peste 55% industriei (144 miliarde lei), adică cu 50% mai mari decît cele alocate pentru perioada 1961—1965. Circa 3/4 din totalul investițiilor industriale vor fi destinate ramurilor de bază ale industriei grele. Se prevede intrarea în funcțiune a 750 obiective industriale, adică în medie un obiectiv la două zile și jumătate.

Urmărind asigurarea unei structuri tot mai echilibrate a economiei, dezvoltarea armonioasă a tuturor ramurilor industriale, partidul urmează în mod consecvent linia dezvoltării cu precădere a producției mijloacelor de producție, ca premisă esențială a reproducției lărgite și a promovării tehnicii moderne în toate ramurile economiei naționale. Directivele prevăd ca producția mijloacelor de producție să crească în această perioadă cu 70%, cu un ritm mediu anual de 11%, iar producția industrială de obiecte de consum să crească cu 60%, cu un ritm mediu anual de 10%. De remarcat faptul că, în acest cincinal ritmurile de dezvoltare ale grupei *A* și *B* sînt mult mai apropiate în comparație cu perioadele anterioare. Aceasta se explică prin faptul că în trecut a existat necesitatea lichidării disproporțiilor moștenite de la regimul burghezo-moșieresc prin crearea unei puternice industrii grele care cerea investiții foarte mari. Ca urmare a acestui fapt, a sporit gradul de complexitate a economiei. Se impune necesitatea realizării unor noi proporții între ramuri, cu ritmuri mai apropiate în vederea dezvoltării armonioase a economiei naționale.

În cadrul grupei *A*, atenția principală se acordă ramurilor de bază care asigură promovarea progresului tehnic, dezvoltarea proporțională și echilibrată a întregii economii. În creșterea producției industriale se mențin ritmuri diferențiate, cele mai ridicate fiind prevăzute în ramurile pentru care se dispune de o largă bază de materii prime, cum este cazul în industria chimică sau în ramurile rămase mai în urmă, ca, de exemplu, în domeniul energiei electrice.

În tabela 5 sînt prezentate nivelurile de dezvoltare care vor fi atinse în anul 1970 față de 1965 și, aproximativ, față de anul 1938, pe baza sarcinilor de perspectivă în dezvoltarea ramurilor de bază ale industriei grele.

Tabela 5

	1970 față de 1965	1970 față de 1938	Ritm mediu anual 1966—1970
Total industrie	65%	15,7 ori	10,5%
Energeie electrică și termică	1,8 — 1,9 ori	30,0 ori	15,2%
Oțel	1,9 ori	22,9 ori	—
Construcția de mașini	75%	39,3 ori	12,0%
Chimia	2,3 ori	78,2 ori	18,5%

Surse: Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R., pag. 750 și Anuarul Statistic al Republicii Socialiste România, 1965 pag. 168, 184.

Pentru a asigura condițiile satisfacerii depline a necesităților viitoare de *energie* în continuă creștere, valorificarea rațională a resurselor energetice, executarea din timp a lucrărilor geologice și de construcție necesare, a fost elaborat un nou plan de 10 ani pentru perioada 1966—1975. În balanța energeticii, începînd cu anul 1966, s-au luat măsuri ca producția și consumul de țiței și gaz metan — a căror rezerve sînt limitate — să fie îndreptate în primul rînd pentru satisfacerea petrochimiei în vederea valorificării lor superioare. În cadrul bazei energetice, investițiile au fost îndreptate spre extracția de lignit. În prima parte a planului 1966—1970 se prevede darea în exploatare a hidrocentralei „Gh. Gheorghiu-Dej" de pe Argeș, efectuarea majorității lucrărilor pentru construcția nodului hidroenergetic și de navigație de la Porțile de Fier, începerea construirii unor mari centrale termoelectrice pe bază de cărbuni, a primei centrale atomoelectrice etc. În anul 1970 se prevede o producție de energie electrică de 32 — 34 miliarde kWh.

Industria *siderurgică* va cunoaşte o puternică dezvoltare. În anul 1970 se vor produce circa 4,1 milioane tone fontă, 6,3 milioane tone oţel, 4,4 milioane tone laminate etc. La sfîrşitul planului cincinal, producţia de oţel pe locuitor va fi de 18 ori mai mare decît în 1938, fiind însoţită de lărgirea sortimentelor şi de îmbunătăţirea calităţii. Contribuţia principală la realizarea acestor sarcini o va aduce Combinatul siderurgic „Gh. Gheorghiu-Dej” de la Galaţi ale cărui sectoare de bază vor intra în funcţiune în cursul anilor 1966—1968.

Ca şi în anii planului de şase ani, industria *chimică* va cunoaşte o dezvoltare deosebită în perioada cincinalului, asigurîndu-i-se cel mai înalt ritm de creştere în comparaţie cu cel planificat în celelalte ramuri. Un accent deosebit se va pune pe dezvoltarea mai departe a petrochimiei, a cărei producţie va creşte de patru ori, prin ridicarea gradului de prelucrare a ţiţeiului şi a gazelor naturale de care dispune ţara noastră.

Un loc important în cadrul planului de cinci ani se acordă dezvoltării rapide a *industriei constructoare de maşini*. Promovînd în dezvoltarea sa linia progresului tehnic contemporan, această ramură va putea asigura din producţia internă circa 2/3 din cantitatea de maşini, utilaje şi instalaţii necesare dotării ramurilor economice, cît şi laboratoarelor de cercetare ştiinţifică. Această ramură este chemată ca, pe lîngă necesarul intern, să deţină o pondere însemnată în exportul de produse industriale. Un loc important ocupă producţia utilajului electrotehnic, aparatele de măsură şi control necesare automatizării proceselor de producţie. Ţinînd seamă că dezvoltarea celorlalte ramuri depinde de volumul şi calitatea producţiei constructoare de maşini, se acordă o atenţie deosebită concentrării forţelor de cercetare, proiectare şi execuţie în direcţia fabricării de noi maşini şi utilaje de nivel tehnic ridicat, precum şi de instalaţii pentru ramuri cu profil tehnologic mai complex. În felul acesta „dezvoltarea industriei noastre socialiste se va realiza pe baza tehnicii celei mai avansate, a introducerii continue în producţie a celor mai noi cuceriri ale ştiinţei — aceasta fiind condiţia hotărîtoare a obţinerii unei productivităţi înalte, a satisfacerii nevoilor societăţii în plin avînt” [3].

Dezvoltarea prioritară a industriei grele a constituit şi constituie o premisă pentru dezvoltarea armonioasă a întregii economii, asigurînd baza materială a sporirii producţiei agricole, a industriei uşoare şi alimentare, repartizarea raţională a forţelor de producţie pe cuprinsul ţării.

Accentuarea caracterului industrial al economiei ţării determină o serie de consecinţe deosebit de importante, fără de care nu poate fi vorba de ridicarea patriei noastre la un înalt grad de civilizaţie şi bunăstare, înaintarea spre comunism.

Dezvoltarea industriei are ca rezultat înflorirea oraşelor ţării, transformarea acestora în puternice centre economice şi culturale. Paralel cu politica de dezvoltare a oraşelor cu tradiţie industrială, partidul a ţinut seamă ca prin repartizarea raţională a forţelor de producţie pe teritoriul ţării să se asigure amplasarea de obiective industriale în raioane cu caracter agricol.

Pe de altă parte, industria asigură agriculturii baza tehnică-materială care constituie condiţia esenţială pentru creşterea productivităţii muncii agricole, pentru prelucrarea superioară a produselor agricole. În aceste condiţii o parte a populaţiei din agricultură se poate îndrepta spre ramuri mai productive ca industria, construcţiile etc.

Schimbarea ponderii în favoarea activităţii industriale are o însemnătate economică deosebit de importantă în creşterea productivităţii muncii sociale. Este cunoscut faptul că munca industrială este mai rodnică, mai eficace decît cea depusă în agricultură, deoarece procesul de producţie industrial nu este influenţat în mod pregnant de acţiunea factorilor naturali, aşa cum este cel din agricultură. Aceasta justifică faptul că în anul 1964, din totalul lucrătorilor aflaţi în sfera producţiei materiale, numai 18,2 % au lucrat în industrie, producînd 48,1% din venitul naţional.

Productivitatea muncii industriale a cunoscut o creştere simţitoare pe baza dezvoltării industriale a ţării. Astfel, în perioada planului şesenal, productivitatea muncii a sporit cu 63%, iar în perioada actualului plan cincinal este prevăzută o creştere de 40%, realizîndu-se pe această cale aproximativ 2/3 din sporul producţiei industriale.

Factorul hotărîtor în asigurarea creşterii productivităţii muncii îl constituie promovarea intensă a progresului tehnic în toate ramurile, înzestrarea industriei la nivelul tehnicii avansate. Revoluţia profundă din ştiinţă şi tehnică determină modificări rapide în producţie privind tehnologia şi procedeele de fabricaţie. Se introduce pe scară largă automatizarea. Aceste transformări accelerate pot fi satisfăcute prin dezvoltarea rapidă a industriei grele, în primul rînd a industriei constructoare de maşini, prin dezvoltarea cercetărilor ştiinţifice şi aplicarea lor în producţie.

În politica partidului nostru a existat o preocupare permanentă de promovare a progresului tehnic. Aceasta s-a realizat în bună parte, sub forma creării de maşini şi utilaje la nivelul celor mai bune performanţe pe plan mondial şi sub forma importului de instalaţii moderne şi a licenţelor. Congresul al IX-lea al partidului şi lucrările sesiunii Marii Adunări Naţionale din decembrie 1965 au subliniat cu toată tăria necesitatea dezvoltării cercetării ştiinţifice proprii, fundamentale şi aplicative, care să asigure progresul social prin efortul creator al cercetătorilor din toate domeniile de activitate. Tradiţiile existente prin contribuţiile aduse de oamenii de ştiinţă români la dezvoltarea tezaurului ştiinţific universal, îmbinate cu condiţiile favorabile create prin grija partidului, constituie o chezăşie că ştiinţa românească va contribui tot mai mult la dezvoltarea producţiei materiale.

Progresul tehnic multilateral ridică pe o treaptă superioară calitatea produselor. Noţiunea de calitate superioară are un caracter dinamic şi social-istoric. Ridicarea calităţii produselor reprezintă un proces complex, cu urmări multiple asupra vieţii economice. Acest proces presupune înainte de toate îmbunătăţirea calităţii maşinilor şi instalaţiilor, materiilor prime, materialelor şi combustibililor, deci a produselor provenite din ramurile de bază ale industriei grele.

Dezvoltarea multilaterală a industriei moderne producătoare de mijloace de producţie face posibilă atragerea tot mai largă în circuitul economic a resurselor naturale şi valorificarea lor la un nivel superior, lărgirea şi diversificarea producţiei industriale. În vechea Românie a existat o slabă preocupare pentru descoperirea, folosirea raţională şi valorificarea superioară a multiplelor bogăţii naturale ale ţării. Din lipsa unei industrii grele, cea mai mare parte a materiilor prime era supusă numai unei prelucrări primare. În condiţiile construcţiei socialismului, dezvoltarea forţelor de producţie a făcut posibilă trecerea la valorificarea superioară a acestor bogăţii prin exploatarea raţională, prelucrarea complexă a materilor prime, producerea pe scară largă a materialelor sintetice etc.

Una dintre principalele probleme urmărite de partid în dezvoltarea industriei este şi îmbunătăţirea repartizării teritoriale a forţelor de producţie pe întreg cuprinsul ţării, prin care se asigură îmbinarea politicii de ridicare a regiunilor şi raioanelor mai slab dezvoltate, cu criteriile de eficienţă economică. Sub regimul burghezo-moşieresc, pe lîngă slaba dezvoltare a industriei, se adăuga şi repartizarea ei neraţională pe teritoriul ţării. Majoritatea întreprinderilor industriale au fost concentrate în cîteva centre ca : Bucureşti, Ploieşti, Braşov, Hunedoara, Timişoara şi Reşiţa. În anul 1938, circa 70% din producţia industrială a ţării era produsă în aceste centre. Rezultatul acestei repartizări neraţionale a fost rămînerea în urmă a unor regiuni faţă de celelalte în domeniul producţiei şi al productivităţii muncii, în valorificarea resurselor naturale, în ocuparea forţei de muncă disponibilă şi în nivelul de trai material şi cultural al populaţiei. Dezvoltarea industriei şi repartizarea raţională pe teritoriul ţării lichidează toate aceste lacune, asigurînd înflorirea economică şi social-culturală a tuturor regiunilor şi localităţilor ţării, apariţia şi dezvoltarea unor noi centre industriale.

Ca urmare a industrializării ţării şi schimbării structurii pe ramuri a economiei naţionale, s-a schimbat şi structura exportului. În cadrul diviziunii internaţionale a muncii, România burghezo-moşierească îşi avea locul în rîndul ţărilor slab dezvoltate, dependente de marile puteri industriale, ca furnizoare de materii prime şi produse agricole. Slaba dezvoltare a economiei se reflecta în raporturile de schimb cu alte ţări. Astfel, în perioada 1928—1938 România exporta în medie 10,6 tone mărfuri pentru o tonă marfă importată, iar utilajul necesar era importat în proporţie de 95%.

Ca urmare a dezvoltării industriei grele şi a schimbărilor calitative care au avut loc în structura industriei, a crescut ponderea mărfurilor industriale în totalul exportului, concomitent cu ridicarea gradului de tehnicitate şi de complexitate al acestora. În prezent numai exportul de maşini şi utilaje productive reprezintă circa 20% din totalul exportului ţării.

Toate acestea dovedesc justeţea politicii partidului, fundamentată pe concepţia marxist-leninistă a industrializării. Dezvoltarea industrială a ţării reprezintă singura cale prin care România va putea ajunge treptat la nivelul ţărilor avansate.

Astăzi România înfăţişează tabloul unei ţări în plin avînt cu o economie socialistă multilateral dezvoltată, în care industria cunoaşte un continuu proces de perfecţionare şi de adaptare la cerinţele progresului tehnic contemporan, iar agricultura socialistă pune în valoare marile ei rezerve. Toate regiunile şi raioanele ţării cunosc o viaţă social-economică intensă, înfloreşte cultura nouă socialistă, creşte an de an bunăstarea oamenilor muncii de la oraşe şi sate.

---

[1] *Ceauşescu N.* Raportul C. C. al P.C.R. prezentat la cel de-al IX-lea Congres al partidului. Editura politică, 1965.

[2] * * * Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. Editura politică, 1965.

[3] *Ceauşescu N.* Expunere cu privire la îmbunătăţirea organizării şi îndrumării activităţii de cercetare ştiinţifică. Editura politică, 1965.

CZ 621-503.53

Principii și metode de optimizare în construcția de mașini

Prof. ing. ALEX. SELEȘTEANU

Nimeni nu s-ar încumeta azi să construiască o mașină de forță cu un randament de 20%, greutatea specifică de 30 $\frac{\text{kgf}}{\text{kW}}$ și o durabilitate de 500 h. Aceste cifre oglindesc unele aspecte privitoare la calitatea mașinii, noțiunea de calitate rămînînd mai complexă, dar indispensabilă realizării unei mașini bune. În multe cărți și articole se dau recomandări pentru alegerea unor parametri de proiectare — coeficienți de siguranță sau eforturi unitare admisibile, viteze de curgere, presiuni și temperaturi ale fluidelor de lucru, toleranțe pentru fabricația pieselor. Mulți parametri sînt standardizați, dar alegerea lor din tabele sau pe bază de recomandări nu duce totdeauna la soluții optime.

Creșterea nivelului tehnic al producției impune determinarea clară a noțiunilor economice și luarea măsurilor obiective pentru perfecționarea stării tehnico-economice a producției. Capacitatea de producție, consumurile specifice de materiale, randamentele, amortizarea și recuperarea investițiilor, productivitatea muncii, prețul de cost, rentabilitatea sînt elemente esențiale a căror fixare afectează propășirea economică.

Acestea și multe altele sînt probleme care se dezbat azi și care au dus la apariția metodelor matematice noi, aplicate în diferite domenii. Programarea liniară și dinamică, bilanțurile pe ramuri de producție, planificarea de perspectivă reprezintă cîteva aspecte cu ajutorul cărora se încearcă raționalizarea activității de producție. Fie că metodele folosite nu sînt adaptate la cazuri concrete de aplicații, fie că timpul necesar pentru obținerea rezultatelor practice nu este în concordanță cu aceste rezultate, introducerea largă a optimizării întîrzie ; prin aceasta sînt risipite valori și este frînat progresul tehnic. Generațiile noi de ingineri folosesc metode învechite, comode dar neeficiente, calitatea mașinilor realizate lasă încă mult de dorit, măsurile tehnico-organizatorice oglindesc situația de moment și nu au în vedere tendințele de perspectivă.

În articolul de față se face o sistematizare a principiilor și metodelor posibile de aplicat în construcția de mașini, cu ilustrarea lor prin exemple caracteristice din diferite domenii.

I. *Sistematizarea metodelor de optimizare*

Gruparea metodelor de optimizare din punctul de vedere matematic poate fi făcută în modul următor :

1. *Efecte contradictorii.* Dacă variația unui parametru produce creșterea unor efecte și concomitent scăderea altora (fig. 1), alegerea parametrului optim poate fi făcută din relația :

$$\frac{dy_1}{dx} + \frac{dy_2}{dx} = 0.$$

Această metodă este cea mai simplă și totodată cea mai răspîndită ca aplicație în construcția de mașini. Cu ajutorul ei pot fi tratate următoarele probleme :

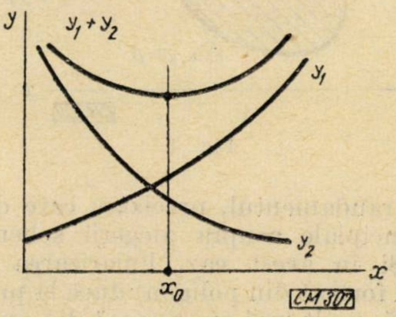


Fig. 1

- parametrii și dimensiunile mașinilor ;
- jocurile și toleranțele în îmbinări ;
- tipizarea pieselor și subansamblurilor ;
- eficiența economică a investițiilor.

De remarcat că folosirea liniarizării duce în acest caz la rezultate absurde (fig. 2).

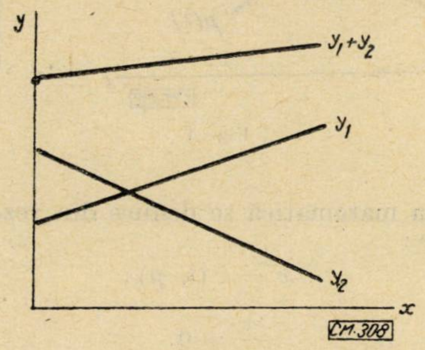


Fig. 2

Minimum sau maximum $y_1 + y_2$ apar la capetele intervalului parametrului ($x = 0$ sau $x \to \infty$).

2. *Resursele limitate.* Acest caz poate fi redat grafic în felul arătat în figura 3.

Dacă resursele sînt limitate de domeniul $f(x, y) = 0$ hașurat în figura 3, iar funcția de optimizat z este monotonă, soluția problemei constă în rezolvarea concomitent a relațiilor :

$$f(x, y) = 0$$

$$\frac{z_y}{z_x} = \frac{f_y}{f_x}.$$

Pe lîngă problemele propriu-zise, de resurse, în această categorie intră și discuția corelației între cantitate (capacitatea de producție) și calitate (randamentul, precizia), care dau indicații principiale asupra alegerii schemei unei mașini. Și în acest caz, liniarizarea metodei (conturul format din poligon) duce la programarea liniară, mult mai anevoioasă din punctul de vedere al aplicabilității.

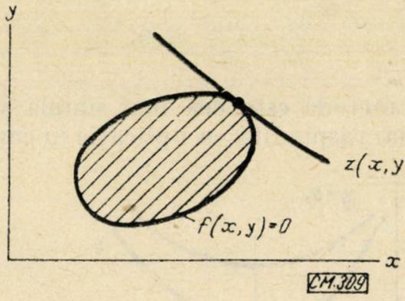


Fig. 3

3. **Ponderea parametrică.** Dacă variația unei mărimi în timp depinde de un parametru, situația poate fi redată ca în figura 4 :

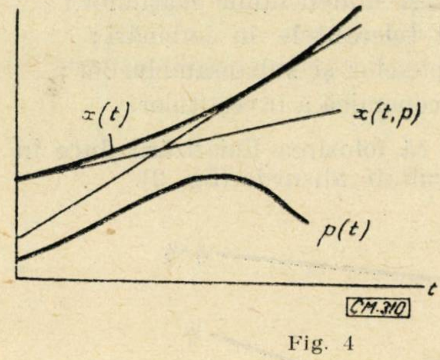


Fig. 4

Soluția matematică se deduce din rezolvarea relațiilor :

$$x = x(t, p);$$

$$\frac{\partial x}{\partial p} = 0.$$

Cu această metodă pot fi rezolvate problemele legate de dinamica producției, satisfacerea nevoilor, dozarea producției pe consum și investiții (acumulare), repartizarea investițiilor pe diferite ramuri.

4. **Comparația variantelor.** În cazul cînd este de ales din mai multe variante, cea mai rațională situație se prezintă în felul următor (fig.5).

Maximizarea a sau minimizarea b în funcție de un parametru x delimitează domeniul de valabilitate al fiecărei variante în funcție de acest parametru. În consecință, nu se poate vorbi de o soluție optímă, în general, ci numai de o soluție optimă pentru anumite condiții.

Această metodă poate fi folosită pentru analiza oportunității reparațiilor și modernizărilor de mașini, introducerea mecanizării și automatizării, înlocuirii utilajelor etc.

II. *Exemple de aplicații pentru metodele de optimizare*

În majoritatea cazurilor se urmărește minimizarea cheltuielilor pentru producția dată. Aceleași rezultate se obțin și prin maximizarea producției cu cheltuielile date.

1. *Viteza de curgere a fluidelor*

Notații :

w este viteza fluidului, $\frac{\text{m}}{\text{s}}$;
d_i — diametrul hidraulic al canalului de curgere, m ;
γ — greutatea specifică a fluidului, $\frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}$;
ξ — coeficientul de pierdere ;
δ — grosimea pereților canalului, m ;
C_i — costul unei unități de volum a conductei lei/m³ ;
C_E — costul unei unități de energie lei/kWh ;

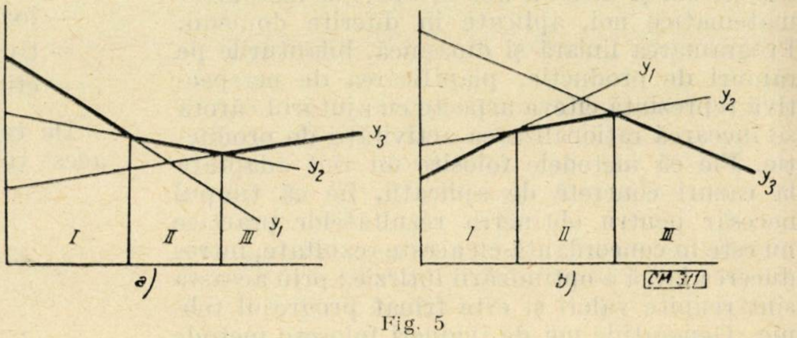


Fig. 5

C_p — costul unei unități de putere instalată $\frac{\text{lei}}{\text{kW}}$;
t_E — durata de funcționare efectivă a instalației, h.

Cheltuielile totale, raportate la unitatea de lungime a conductei, se compun din :

— costul canalului de curgere ;
— costul instalației de forță ;
— cheltuielile legate de consumul de energie ;

exprimat matematic rezultă :

$$C_V \pi (d_i + \delta) \cdot \delta + (C_p + C_e t_E) \frac{\xi \gamma w^2}{2000\, d_i} \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot w = \text{min.}$$

Derivînd cheltuielile totale după viteză, rezultă pentru viteza optimă relația :

$$w^3 = 1\,600 \frac{C_V}{C_E} \frac{\delta}{t_E + \frac{C_p}{C_E}} \frac{1}{\xi\gamma}.$$

Exemplu numeric :

$$\xi = 0{,}02\,;\quad \delta = \frac{5}{1\,000}\,\mathrm{m}\,;\quad C_v = 50\,000\,\frac{\mathrm{lei}}{\mathrm{m}^3}\,;$$

$$C_E = 0{,}5\,\frac{\mathrm{lei}}{\mathrm{kWh}}\,;\quad C_p = 2\,000\,\frac{\mathrm{lei}}{\mathrm{kW}}\,;$$

$$t_E = 10\,000\ \mathrm{h}$$

γ	1,25	1 000 $\frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^3}$
w	15	1,7 $\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$

2. *Jocuri și toleranțe la îmbinări fretate*. Schema îmbinării este redată în figura 6.

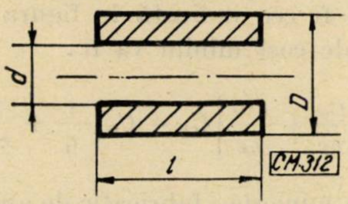


Fig. 6

Notații :

M este momentul de răsucire transmis, kgfm ;

μ — coeficientul de frecare în suprafața fretată ;

p — presiunea de strîngere, $\frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}$;

τ — efortul unitar echivalent minim, $\frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}$;

τ_{max} — efortul unitar echivalent maxim, $\frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}$;

Δ_1 — strîngerea minimă, m ;

Δ_2 — strîngerea maximă, m ;

C_V — costul unei unități de volum de material, $\frac{\mathrm{lei}}{\mathrm{m}^3}$;

S — salariile, inclusiv cheltuielile indirecte, $\frac{\mathrm{lei}}{\mathrm{h}}$;

u — viteza de prelucrare, $\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$;

E — modulul de elasticitate, $\frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}$.

Costul îmbinării se compune din costul materialului și cheltuielile de prelucrare :

$$C_V V + \frac{S}{3\,600\,\mathrm{u}} \frac{\pi\,\mathrm{d}l}{\Delta_2 - \Delta_1}.$$

Relațiile de calcul sînt :

$$M = \frac{\pi d^3}{2} \mu\,\mathrm{p} \frac{l}{d}\,;$$

$$\left(\frac{D}{d}\right)^2 = \frac{1}{1 - \frac{p}{\tau}}\,;$$

$$\frac{\Delta}{d} = \frac{\tau}{E}.$$

Minimizarea cheltuielilor duce la rezultate practice :

$$p = \frac{\tau}{2}\,;$$

$$\frac{D}{d} = \sqrt{2}\,;$$

$$V_{max} = \frac{2M}{\mu\tau}\,;$$

$$\tau = \frac{\tau_{max}}{1 + \frac{1}{60} \frac{SE}{C_V u d^2 \tau_{max}}}\,;$$

$$\Delta_2 - \Delta_1 = \frac{\frac{1}{30}\sqrt{\frac{S\ \tau_{max}}{C_V\ Eu}}}{1 + \frac{1}{60}\sqrt{\frac{SE}{C_V\ ud^2\ \tau_{max}}}}.$$

Exemplu numeric :

$$\frac{16\ M}{\pi\, d^3} = 6 \cdot 10^6 \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}\,;\ \mathrm{d} = 0{,}2\ \mathrm{m}\,;$$

$$\mu = 0{,}2\,;$$

$$\tau_{max} = 10 \cdot 10^6,\ \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}\,;$$

$$C_V = 50\,000\ \mathrm{lei/m^3}\,;$$

$$S = 20,\ \mathrm{lei/h}\,;$$

$$u = 2\ \mathrm{m/s}\,;$$

$$E = 2 \cdot 10^{10},\ \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}.$$

Cu aceste date rezultă : D = 0,28 m ;

$$\Delta_2 - \Delta_1 = \frac{0{,}010}{10^3}\ \mathrm{m} = 0{,}010\ \mathrm{mm}\,;$$

$$\tau = 9{,}5 \cdot 10^6 \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}\,;$$

$$\Delta_1 = 0{,}095\ \ \mathrm{mm}\,;$$

$$\Delta_2 = 0{,}105\ \mathrm{mm}\,;$$

$$p = 4{,}75 \cdot 10^6 \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2} = 435 \cdot \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{m}^2}\,;$$

$$l = 0{,}080\ \mathrm{m} = 80\ \mathrm{mm}.$$

III. *Eficiența economică a investițiilor*

Prețul de cost al produsului se compune din următoarele cheltuieli:

consumul de material — $\frac{C_G}{\eta_G} G$;

consumul de energie — $\frac{C_E}{\eta_E} E$;

uzura utilajelor — $\frac{C_p\, p}{TN}$;

manopera — $Sz\, t_z$.

În aceste relații s-a notat:

G — greutatea netă a produsului, kg;

E — consumul teoretic de energie pe produs, kWh;

P — puterea instalată, kW;

Z — numărul locurilor de muncă;

N — productivitatea fabricației, buc./h;

C_G — costul unui kg de material, lei/kg;

C_E — costul unei kWh de energie, $\frac{\text{lei}}{\text{kWh}}$;

C_p — costul unui kW instalat, $\frac{\text{lei}}{\text{kW}}$;

S — salariile orare, lei/h;

t_z — timpul plătit pe produs, h/buc.;

η_G — gradul de folosire a materialului;

η_E — gradul de folosire a energiei;

T — timpul caracteristic al utilajului, pentru care se poate întocmi relația;

$$\frac{1}{T} = \frac{t_{ef}}{t_{cal}} \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2},$$

în care:

t_{ef} este timpul efectiv de folosire a utilajului, h;

t_{cal} — timpul calendaristic aferent timpului efectiv, h;

$\tau = \frac{t_{ef}}{t_{cal}}$ — gradul de folosire a utilajului;

t_1 — durabilitatea fizică, h;

t_2 — durabilitatea morală, h;

$\alpha = \frac{t_z}{t_{ef}}$ — gradul de mecanizare sau automatizare a producției.

Pentru prețul de cost p_c rezultă, cu bilanțul energetic $\tau = \frac{EN}{\eta_E\, P}$:

$$p_c = \frac{C_G}{\eta_G} G + \left(C_E + \frac{C_p}{t_1} \right) \frac{E}{\eta_E} + \frac{C_p}{t_2} \frac{P}{N} + \frac{S\alpha}{\eta_E} \frac{ZE}{P}.$$

Reprezentarea grafică a prețului de cost, în funcție de puterea instalată, cu productivitatea dată, este redată în figura 7.

Se observă că există o putere instalată optimă, atît reducerea cît și mărirea ei ducînd la creșterea prețului de cost.

Operații matematice simple duc la rezultatul:

$$N = \frac{S\alpha\, \tau^2 t_2}{C_p} \frac{Z\eta_E}{E},$$

respectiv:

$$C_p P = s\, \alpha\, \tau\, t_2\, Z.$$

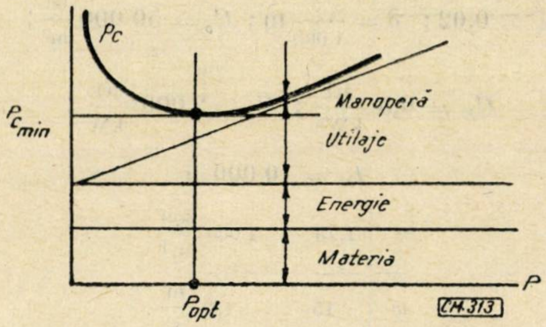


Fig. 7

În aceste condiții optime structura prețului de cost va fi cea indicată în figura 8, iar prețul de cost minim va fi:

$$\frac{p_c}{G} = \frac{C_G}{\eta_E} + \frac{E/G}{\eta_E} \left[C_E + C_p \left(\frac{1}{t_1} + \frac{2}{\tau\, t_2} \right) \right].$$

Exemplu numeric—fabricație de automobile:

a) Date: $N = 40\,000$ buc./an $= 5$ buc./h; $G = 1\,000$ kg/buc.; $E = 4\,000$ kWh/buc.; $t_1 = 10\,000$ h; $t_2 = 50\,000$ h; $\tau = 0{,}75$; $\alpha = 1{,}2$; $\eta_G = 0{,}7$; $\eta_E = 0{,}6$; $C_p = 10\,000$ lei/kW; $S = 5$ lei/h; $C_G = 5$ lei/kg; $C_E = 0{,}4$ lei/kWh.

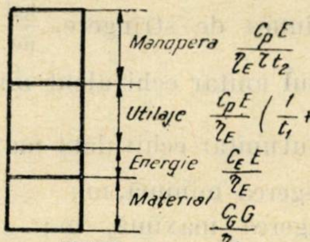

Manopera $\frac{C_p E}{\eta_E \tau t_2}$
Utilaje $\frac{C_p E}{\eta_E} \left(\frac{1}{t_1} + \frac{1}{\tau t_2} \right)$
Energie $\frac{C_E E}{\eta_E}$
Material $\frac{C_G G}{\eta_G}$
CM.314

Fig. 8

b) Calculat:

$$Z = \frac{C_p\, EN}{S\alpha\, \tau^2 t_2\, \eta_E} \cong 2\,000;\; C_p\, P = 450 \cdot 10^6 \text{ lei};$$

$$p_c = \frac{5 \cdot 1\,000}{0{,}7} + \frac{0{,}4 \cdot 4\,000}{0{,}6} + \frac{10\,000 \cdot 4\,000}{0{,}6} \left(\frac{1}{10\,000} + \frac{1}{0{,}25 \cdot 50\,000} \right) + \frac{10\,000 \cdot 4\,000}{0{,}6 \cdot 0{,}75 \cdot 50\,000} = 7143 + 2667 + 8\,444 + 1\,778 \approx 20\,000 \text{ lei}.$$

IV. *Dinamica producţiei*

Schema dinamicii producţiei este redată în figura 9.

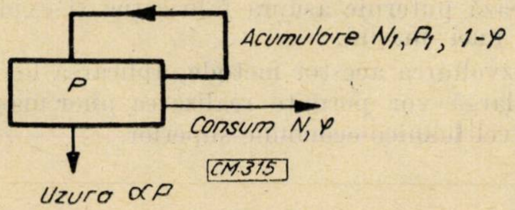


Fig. 9

Pe lîngă notaţiile folosite la capitolul III s-a mai notat :

φ — raportul capacităţii de producţie folosite pentru producerea bunurilor de consum.

Bilanţul circuitelor de producţie duce la următoarele relaţii :

$$\frac{dP}{dt} = \left[\frac{\tau P_1}{E_1}(1-\varphi) - \alpha\right] P;$$

$$N = \frac{\tau\varphi}{E} P.$$

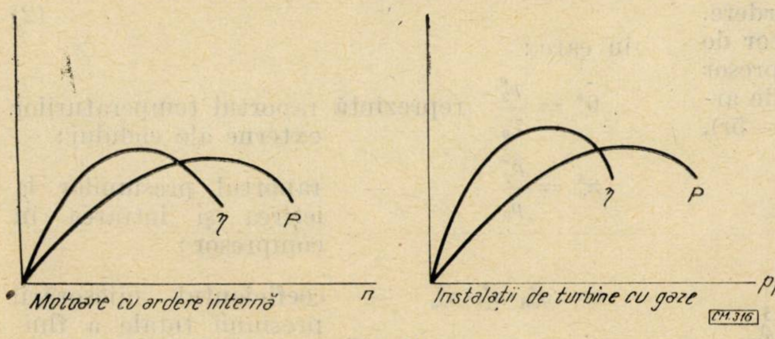


Fig. 10

Cu prescurtarea $f = \frac{\tau P_1}{E_1}(1 - \varphi) - \alpha$ se obţine rezultatul :

$$P = P_0 e^{ft};$$

$$N = \frac{\tau P_0}{E} \varphi e^{ft};$$

$$\int_0^T N \, dt = \frac{\tau P_0}{E} \frac{\varphi (e^{fT-1})}{f}.$$

Pentru obţinerea producţiei maxime de bunuri de consum pe durata de T ani, rezultă condiţia :

$$\varphi = \frac{1 - e^{-fT}}{fT}.$$

V. *Diagrama η/P a maşinilor de forţă termice*

Randamentul şi puterea maximă a maşinilor de forţă nu apar în aceleaşi condiţii (fig. 10).

Prin eliminarea parametrilor $\left(n, \frac{p}{p_0}\right)$ se poate întocmi diagrama η/P a acestor maşini redată în figura 11.

Din relaţia pentru preţul de cost al unei kWh produse se obţine uşor pentru randamentul economic al maşinii formula :

$$\frac{1}{\eta e} = \frac{1}{\eta} + \frac{C_G}{C_C} \frac{P_C}{860} \frac{G}{PT},$$

în care :

C_C este costul unui kg de combustibil, lei/kg ;

P_C — puterea calorică a combustibilului, kcal/kg ;

G — greutatea maşinii, kg.

Trasarea curbelor η_e = const. în diagrama η/P permite determinarea condiţiilor optime de exploatare (punctul A în fig. 11).

VI. *Tipizarea*

Problema alegerii dimensiunilor standardizate pentru piese de maşini este în fond o problemă economică de compromis între producătorul şi consumatorul acestor piese.

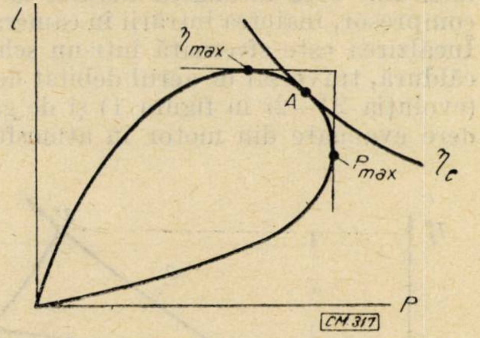


Fig. 11

Reprezentarea grafică a situaţiei este redată în figura 12.

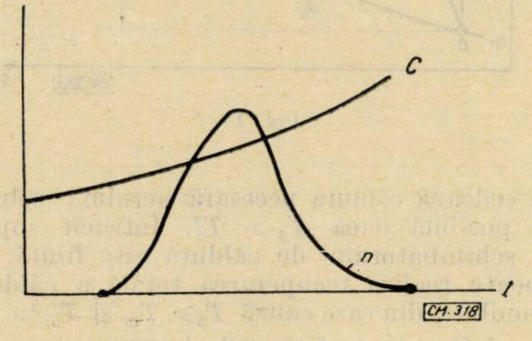


Fig. 12

Notaţii :

C este costul utilajelor în funcţie de dimensiuni, lei ;

η — necesitatea unei dimensiuni, buc./m.h ;

T — durata de funcţionare a utilajelor, h.

Condiția de optimizare va fi :

$$\Sigma\cdot[C + aT \int_{l_1}^{l_2} ndx\,(l_2 - x)] = \min,$$

ceea ce duce la condiția :

$$l_2 - l_1 = \frac{C'(l_1)}{aTn(l_1)}.$$

Ilustrarea cu cîteva exemple a metodelor de optimizare nu acoperă întreaga gamă de posibilități, dar indică importanța metodelor în domeniul construcției de mașini.

Orice abatere de la valori optime înseamnă o risipă. Aceasta nu se observă totdeauna, dar grevează puternic asupra fabricației și exploatării unei mașini.

Dezvoltarea acestor metode, aplicarea lor cît mai largă vor permite realizarea unor mașini de nivel tehnico-economic superior.

CZ 621.438.018.7

Influența recuperării căldurii asupra performanțelor turbomotorului cu ardere internă

VICTOR PIMSNER

Temperatura relativ scăzută a gazelor de ardere la intrarea în turbină conduce la un randament mai scăzut al turbomotorului cu ardere internă, în comparație cu alte instalații similare. Una dintre metodele de mărire a valorii randamentului este încălzirea aerului la ieșirea din compresor, înaintea intrării în camera de ardere. Încălzirea este efectuată într-un schimbător de căldură, traversat de aerul debitat de compresor (evoluția $2^{*}-2r$ în figura 1) și de gazele de ardere evacuate din motor în atmosferă ($5-5r$), care cedează căldura necesară aerului ; soluția este posibilă dacă $T_5 > T_2^*$. Întrucît suprafața schimbătorului de căldură este finită, nu se poate realiza recuperarea totală a căldurii disponibile, din care cauză $T_5 > T_{2r}$ și $T_{5r} > T_2^*$.

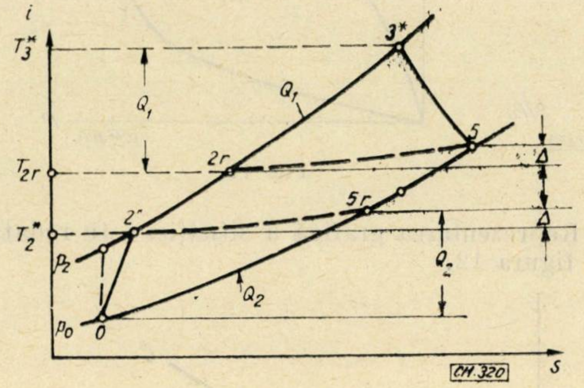


Fig. 1

Se definește coeficientul de recuperare raportul dintre căldura recuperată și cea disponibilă pentru recuperare, adică :

$$\mu_R = \frac{i_{2r}^* - i_2^*}{i_5 - i_2^*} \cong \frac{T_{2r} - T_2^*}{T_5 - T_2^*}, \tag{1}$$

notîndu-se cu * parametrii de frînare.

Puterea specifică a turbomotorului, cu notațiile din figura 1, poate fi exprimată astfel :

$$P_{sp} \cong \frac{i_0}{\eta_c}\left\{\theta^{*}\,\eta_c\,\eta_T\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] - \left(\pi_c^{*\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)\right\}, \tag{2}$$

în care :

$\theta^* = \dfrac{T_3^*}{T_0}$ reprezintă raportul temperaturilor externe ale ciclului ;

$\pi_c^* = \dfrac{p_2^*}{p_0}$ — raportul presiunilor la ieșirea și intrarea în compresor ;

$\sigma = \sigma_{ad}^* \cdot \sigma_{ev}^* \cdot \sigma_{ca}^*$ — coeficientul micșorării presiunii totale a fluidului în instalație ;

$\sigma_{ad}^* = \dfrac{p_1^*}{p_0}, \sigma_{ev}^* = \dfrac{p_0}{p_4^*}$ — coeficientul micșorării presiunii totale în sistemul de admisiune, respectiv evacuare ;

$\sigma_{ca}^* = \dfrac{p_3^*}{p_2^*}$ — coeficientul micșorării presiunii totale în camera de ardere ;

$\varkappa$ — exponentul izentropic.

Cantitatea de căldură necesară încălzirii fluidului în camera de ardere este :

$$Q_{1R} = \frac{1}{\xi_{ca}}(i_3^* - i_{2r}) \cong \frac{c_p}{\xi_{ca}}[T_3^* - \mu_R T_5 - (1 - \mu_R) T_2^*] \tag{3}$$

sau

$$Q_{1R} = Q_1 - \frac{c_p \mu_R}{\xi_{ca}}(T_5 - T_2^*), \tag{3'}$$

în care Q_1 este cantitatea de căldură necesară realizării ciclului între aceleași limite de temperaturi şi presiuni, dar fără recuperare de căldură iar ξ_{ca} — coeficientul de perfecţiune a arderii.

Dat fiind că :

$$Q_1 = \frac{1}{\xi_{ca}}(i_3^* - i_2^*) = \frac{i_0}{\xi_{ca}}\left(\theta^* - \frac{\pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\eta_c} - 1\right), \tag{4}$$

rezultă :

$$Q_{1R} = \frac{1}{\xi_{ca}}\left\{\theta^*(1 - \mu_R) + \theta^*\mu_R\eta_T\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] - \right.$$
$$\left. -\left(1 - \mu_R\right)\left(1 + \frac{\pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\eta_c}\right)\right\}, \tag{5}$$

iar randamentul ciclului :

$$(\eta_{TM})_R = \frac{\xi_{ca}}{\eta_c} \times$$
$$\times \frac{1 + \theta^*\eta_c\eta_T\left|1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right| - \pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}{\mu_R\eta_T\theta^*\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] + \left(1 - \mu_R\right)\left(\theta^* - \frac{\pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\eta_c} - 1\right)}. \tag{6}$$

Cum randamentul ciclului fără recuperare poate fi scris sub forma :

$$\eta_{TM} = \frac{P_{sp}}{Q_1} = \xi_{ca}\frac{\eta_c\eta_T\theta^*\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] - \pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} + 1}{\eta_c(\theta^* - 1) - \pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} + 1}, \tag{7}$$

prin împărţirea relaţiilor (6) şi (7) se obţine :

$$\frac{(\eta_{TM})_R}{\eta_{TM}} = \frac{1}{1 - \mu_a + \frac{\mu_R\eta_c\eta_T\theta^*\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}{\eta_c(\theta^* - 1) - (\pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1)}}, \tag{8}$$

din care rezultă că $(\eta_{TM})_R > \eta_{TM}$, deoarece numitorul este subunitar. Valoarea acestui raport este cu atît mai mare cu cît θ^* este mai mare şi cu cît π_c^* este mai mic, adică cu cît cantitatea de căldură disponibilă recuperării este mai mare.

Variaţia randamentului $(\eta_{TM})_R$ în funcţie de gradul de comprimare π_c^* şi de coeficientul μ_R este prezentată în figura 2. Curbele trasate pentru μ_R ca parametru se intersectează într-un singur punct, pentru care $T_5 = T_2^*$, adică în punctul în care încetează efectul recuperării.

În cazul unor tipuri de recuperatoare este mai utilă exprimarea intensităţii recuperării prin diferenţe de temperaturi $\Delta T = T_5 - T_{2r}^*$. Între ΔT şi μ_R există relaţia :

$$\mu_R = 1 - \frac{\Delta T}{T_5 - T_2^*}. \tag{9}$$

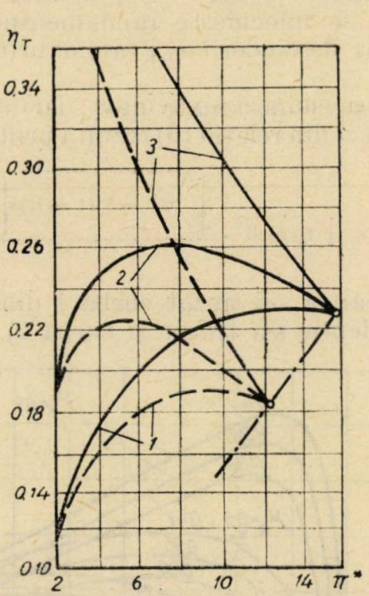


Fig. 2

Randamentul turbomotorului poate fi exprimat astfel :

$$(\eta_{TM})_R = \frac{\xi_{ca}}{\eta_c}\cdot\frac{\eta_c\eta_T\theta^*\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] - (\pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1)}{\eta_T\theta^*\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] + \frac{\Delta T}{T_0}}. \tag{10}$$

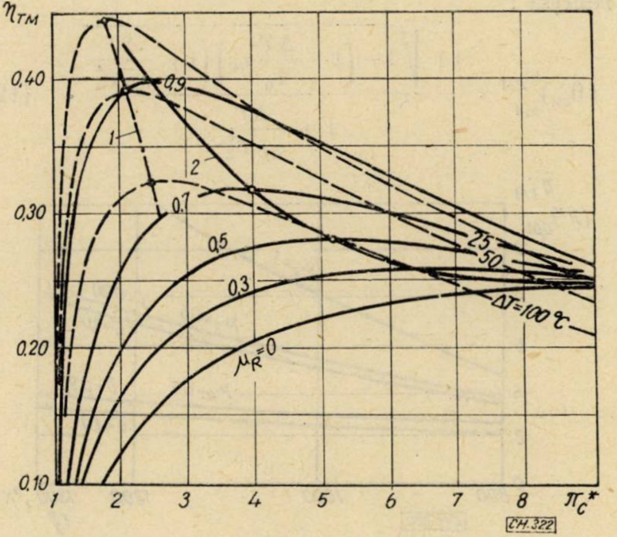


Fig. 3

Variaţia turbomotorului cu recuperare, în ipotezele μ_R = const. şi ΔT = const. este reprezentată în figura 3. În ambele cazuri se constată că există o valoare optimă a coeficientului π_c^* pentru care η_{TM} este maxim, care crește cu θ^* și scade cu mărirea lui μ_R, ceea ce prezintă importanță în cazul funcționării la sarcini reduse. Pentru simplificarea relațiilor de calcul se înlocuiește randamentul turbinei prin cel al destinderii η_D, care exprimă și pierderile de presiune redate de σ; iar $\pi_c^{*\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \theta_{c\varkappa}$. În acest caz, din relația (6) rezultă prin derivare :

prin frecări deplasează valoarea optimă $(\pi_c^*)_{opt}^{\eta_{TM}}$ spre valori mai mari. După cum rezultă din figura 5, care reprezintă variația lui $(\pi_c^*)_{opt}^{\eta_{TM}}$ în funcție de temperatura T_3^* și de σ, mărirea pierderilor impune micșorarea temperaturii T_3^* pentru a menține $(\pi_c^*)_{opt}^{\eta_{TM}} = \text{const.}$

$$(\theta_{c\varkappa}^*)_{opt}^{\eta_{TM}} = \sqrt{\eta_c\eta_D\theta^*}\cdot\frac{\sqrt{(\theta^*-1)(1-\mu_R)\left[(\theta^*-1)(1-\mu_R)-\theta^*\mu_R\left(1-\frac{1}{\eta_c\eta_D\theta^*}\right)(1-2\mu_R)\right]-(1-2\mu_R)\sqrt{\frac{\theta^*\eta_D}{\eta_c}}}}{\theta^*(1-\eta_D)-\theta^*\mu_R(1+2\eta_D)-(1-\mu_R)} \quad (11)$$

pe baza căreia s-a trasat curba 1 din figura 3 ; în mod identic s-a trasat și curba 2, corespun-

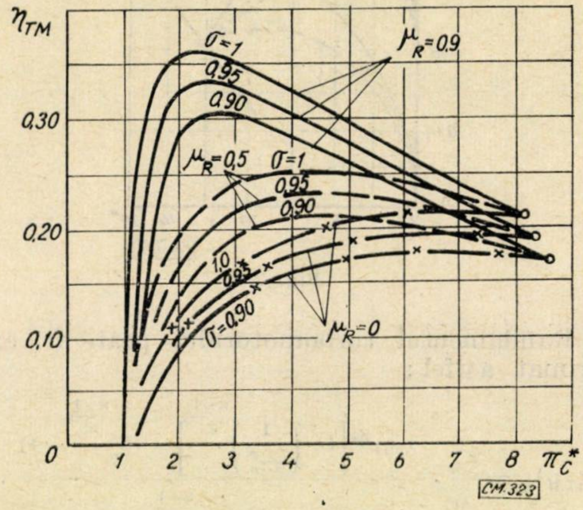


Fig. 4

zătoare curbelor $\Delta T = \text{const.}$, obținută din relația :

$$(\theta_{c\varkappa})_{opt}^{\eta_{TM}} = \frac{1+\sqrt{1-\left(1-\frac{\Delta T}{T_0}\eta_c\right)\left(1+\frac{\Delta T}{\eta_D T_3^*}\right)}}{1+\frac{\Delta T}{\eta_D T_3^*}}. \quad (12)$$

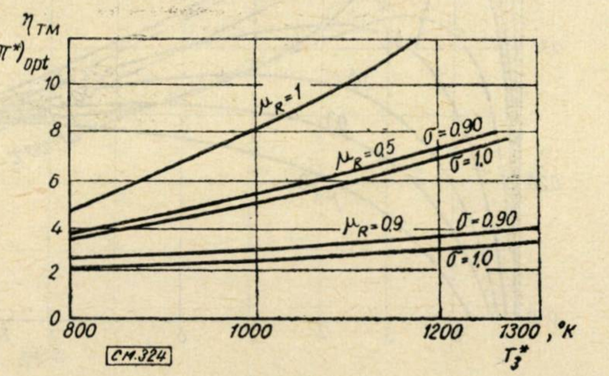


Fig. 5

Influența coeficientului σ asupra randamentului este mai importantă la grade de comprimare mai mici (fig. 4). În același timp pierderile

Întrucît cantitatea de căldură recuperată este proporțională cu suprafața schimbătorului de căldură S_R, dacă coeficientul de transfer de căldură este $k_R, \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{h grd}}$, se determină relația :

$$Q_R = G_a(i_{2r} - i_2^*) = \frac{k_R S_R \Delta T}{3\,600}. \quad (13)$$

Cum puterea turbomotorului este $P = G_a P_{sp}$, suprafața unitară a schimbătorului de căldură este :

$$S_{Rr} = \frac{S_R}{P} = 3\,600\,\frac{i_{2r} - i_2^*}{k_R \Delta T P_{sp}}; \quad (14)$$

cum $\Delta T = (1 - \mu_R)(T_5 - T_2^*)$, rezultă în final :

$$S_{Rr} = 3\,600\,\frac{c_p}{k_R P_{sp}}\cdot\frac{\mu_R}{1-\mu_R}, \quad (15)$$

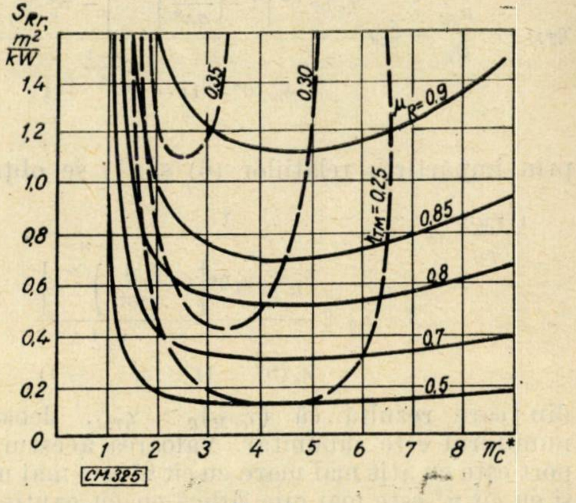


Fig. 6

relație care scoate în relief dependența suprafeței unitare a recuperatorului de puterea specifică și de gradul de recuperare (fig. 6). Valoarea optimă a gradului de recuperare π_c^*, pentru care S_{Rr} este minim, nu depinde de μ_R, deci coincide cu valorile $(\pi_c^*)_{opt}^{P_{sp}}$ care sînt determinate de ceilalți parametri funcționali ai ciclului (θ^*, η_c', η_T etc.). În figura 6 s-au trasat și curbele de acelaşi randament pentru a sublinia diferenţa dintre valorile optime ale gradului de comprimare $(\pi_c^*)_{opt}^{\eta_{TM}} \neq (\pi_c^*)_{opt}^{P_{sp}}$. Recuperarea de căldură reprezintă un mijloc eficace de mărire a randamentului turbomotorului cu ardere internă ; instalaţiile de recuperare sînt însă ancombrante, impun rezolvarea a numeroase probleme constructive, din care cauză au un preţ de investiţie ridicat, ceea ce face ca introducerea recuperării să necesite analiza fiecărui caz concret în parte, comparîndu-se economia obţinută în costul energiei produse cu surplusul de investiţii.

Recuperarea căldurii din gazele evacuate poate fi utilizată şi pentru încălzirea apei în scopuri tehnologice sau pentru termificare. Cu notaţiile din figura 7 căldura utilizabilă în încălzitorul de apă este :

$$Q_c = G_g\,(i_5 - i_6). \tag{16}$$

Căldura raportată la puterea produsă este :

$$Q_{cr} = \frac{Q_c}{P} = \frac{i_5 - i_6}{P_{sp}\eta_m}, \tag{17}$$

unde η_m reprezintă randamentul mecanic al turbomotorului.

Randamentul general al instalaţiei este determinat de relaţia :

$$\eta_g = \frac{P_{sp} + (i_5 - i_6)}{Q_1} \cong \frac{T_3^* - T_0\dfrac{\theta_{c\varkappa} - 1}{\eta_c} - T_6}{T_3^* - T_0\left(1 + \dfrac{\theta_{c\varkappa} - 1}{\eta_c}\right)} \tag{18}$$

sau, notînd $\theta_e = \frac{T_6}{T_0}$, rezultă :

$$\eta_g = 1 - \frac{\theta_e - 1}{\theta^* - 1 - \dfrac{\theta_{c\varkappa} - 1}{\eta_c}}. \tag{19}$$

Din figura 8, în care s-a prezentat variaţia randamentului total şi a căldurii utilizabile unitare, în funcţie de π_c^*, rezultă o mărire sensibilă a randamentului instalaţiei în comparaţie cu randamentul turbomotorului fără recuperare η_{TM}, în special la valori mici ale lui π_c^*. Căldura utilizabilă unitară scade rapid cu π_c^* datorită micşorării temperaturii T_5, totuşi cantitatea totală de căldură ce poate fi recuperată este importantă.

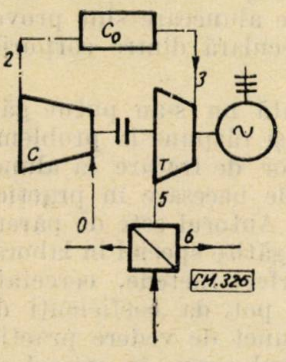


Fig. 7

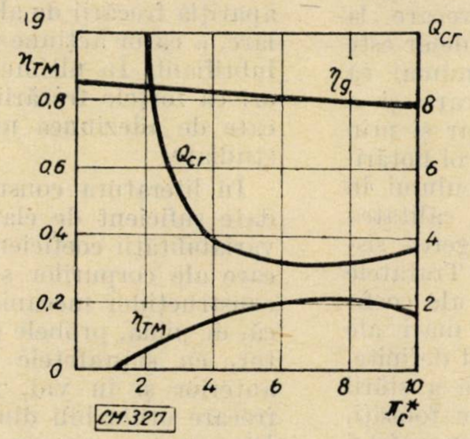


Fig. 8

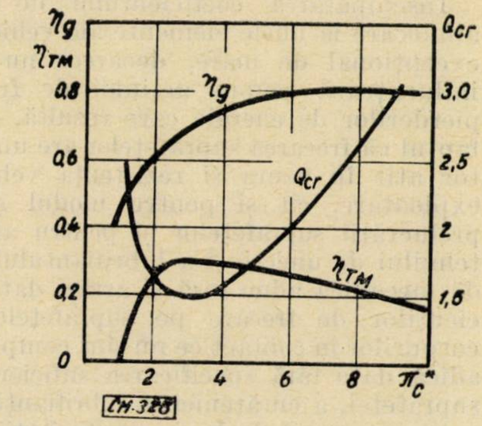


Fig. 9

Cazanul recuperator poate fi utilizat şi în schema turbomotorului cu recuperare. În acest caz gazele pătrund în cazan la temperatura T_{5r}, iar căldura raportată la unitatea de putere este :

$$Q_{cr} = \frac{i_{5r} - i_6}{\eta_m P_{sp}}.$$

Randamentul general :

$$\eta_g = \frac{P_{sp} + i_{5r} - i_6}{Q_{1R}} \cong \frac{T_3^* - T_5 - T_2^* + T_0 + T_{5r} - T_6}{T_3^* - T_{2r}^*} \tag{20}$$

devine, după transformări simple :

$$\eta_g = \frac{\theta^*\left\{1 - \eta_T\left[1 - \left(\dfrac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]\right\} + 1 - \mu_R)\,\theta^*\left\{1 - \eta_T\left[1 - \left(\dfrac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] - \left(1 + \dfrac{\pi_c^{*\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\eta_c}\right)\right\} + 1 - \theta_e}{(1 - \mu_R)\left(\theta^* - \dfrac{\pi_c^{*\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\eta_c} - 1\right) + \theta^*\eta_T\mu_R\left[1 - \left(\dfrac{1}{\sigma\pi_c^*}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}. \tag{21}$$

Se constată (fig. 9) că alura curbei $Q_{cr} = f\,(\pi_c^*)$ diferă de cea anterior prezentată, avînd un minim în zona valorilor mici ale lui π_c^*, pentru care η_{TM} este maxim. Randamentul general, deşi este crescător, are o valoare apropiată de η_g fără schimbător de căldură. Alegerea unei anumite scheme depinde de consumul de căldură şi de lucrul mecanic impus, ca şi de regimul de funcţionare a instalaţiei la sarcini reduse, definitivarea soluţiei alese urmînd a fi şi rezultatul analizei economice.

[1] *Pimsner, V., Vasilescu, C. A., Rădulescu, G. A.* Energetica turbomotoarelor cu ardere internă. Bucureşti. Editura Academiei 1964.

[2] *Szewalski, R.* Analiza termodinamiczna obregów turbiny gazowej. Prace Institutu Maszyn Przeplywowich, nr. 7, 1962.

[3] *Kruschik, J.* Die Gasturbine. Springer Verlag, 1960. Viena.

[4] *Hodge, J.* Cycles and Performance estimation. Butterworths Scientific Publications. Londra, 1955.

CZ 629.113 :539.621

Variabilitatea coeficienţilor de frecare la alunecare[*]

Prof. dr. ing. DRAGUTIN KRPAN

Însemnătatea coeficientului de frecare la alunecare la unele elemente ale vehiculelor este excepţional de mare, deoarece nu numai că influenţează asupra acţiunii de frecare şi a pierderilor de energie care rezultă, dar şi prin faptul că frecarea suprafeţelor are un rol hotărîtor atît în uzura şi rezistenţa vehiculului în exploatare, cît şi pentru modul şi calitatea prelucrării suprafeţelor şi pentru alegerea sistemului de ungere şi a lubrifiantului. Tratatele de mecanică aduc însă şi astăzi date ale coeficienţilor de frecare pe suprafeţele mari ale corpurilor în contact ce nu sînt complet definite, adică date fără specificarea suficientă a stării suprafeţei, a curăţeniei, a lubrifianţilor folosiţi, a temperaturii de lucru, a durităţii suprafeţei şi a presiunii specifice, deci, în general, valori constante pentru diferite materiale în stare de repaus, iar în mişcare, valori stabilite pentru viteze nedeterminate. Valorile coeficienţilor de frecare date de unii autori variază însă foarte mult (uneori cu 100%), ceea ce dovedeşte variabilitatea acestora, adică neuniformitatea condiţiilor de cercetare.

La calcularea şi dimensionarea elementelor unde coeficienţii de frecare influenţează în mod însemnat asupra rezistenţei şi exploatării este foarte important să se dispună de date cît mai exacte cu privire la valorile iniţiale şi a eventualelor schimbări care pot surveni în timp, sub influenţa stării schimbate a suprafeţei.

Problema frecării a făcut în decursul timpului obiectul a numeroase cercetări. Însuşi Leonardo da Vinci (1452—1519) a studiat problema frecării de alunecare, iar Coulomb (1781) a stabilit o serie de legi şi a introdus noţiunile de frecare dinamică şi frecare statică.

În ultimii 150 de ani, problema frecării de alunecare a fost reluată de diferiţi cercetători şi studiată şi din alte puncte de vedere, corectîndu-se teoria de bază despre influenţa exclusivă a rugozităţii suprafeţelor de frecare asupra coeficientului de frecare. Hardy (1936) explică apariţia frecării de alunecare prin forţe moleculare, a căror acţiune este redusă prin stratul de lubrifiant. În ultimul timp s-a subliniat deseori că forţele frecării de alunecare sînt provocate de adeziunea moleculară dintre corpurile studiate.

În literatura consultată nu s-au putut găsi date suficient de clare şi răspuns la problema variabilităţii coeficienţilor de frecare la alunecare ale corpurilor solide necesare în practica construcţiilor mecanice. Autorul este de părere că, de pildă, probele pregătite special în laborator, cu suprafeţele perfect netede, cercetate anterior şi în vid, nu pot da coeficienţi de frecare utilizabili din punct de vedere practic. Din acest motiv, în cazul expus în articol au fost făcute cercetări destul de vaste pentru cîteva materiale caracteristice folosite cu precădere în construcţiile mecanice şi anume sub diferite condiţii reale totuşi, luîndu-se în considerare starea suprafeţelor în contact, lubrifianţii folosiţi şi presiunea specifică. Cercetările au fost efectuate la temperatura de circa 20° C. Din cauza volumului mare al acestor lucrări nu s-au putut efectua şi cercetări asupra influenţei temperaturilor medii şi înalte, nici a durităţii suprafeţei asupra coeficientului de frecare.

Toate rezultatele obţinute pot să servească drept bază pentru cercetări ulterioare în acest domeniu atît de larg, care necesită eforturi noi în scopul obţinerii cunoştinţelor finale, îndeosebi a acelora care se referă la frecarea de alunecare limită la presiuni specifice, la forţe mari de adeziune, precum şi la influenţa raportului dintre forţele de frecare provocate de asperităţile suprafeţelor şi forţele de adeziune. Cercetările au fost efectuate pentru patru situaţii speciale, care pot să apară la suprafeţele în contact, adică au fost determinaţi coeficienţi de frecare pentru :

1 — suprafeţe în contact unse aflate sub presiune specifică mică ;

2 — suprafeţe uscate aflate sub presiune specifică mică ;

---

[*] Profesor la Facultatea de construcţii de maşini din Zagreb — R.S.F. Jugoslavia.

3 — suprafețe uscate aflate sub presiune specifică medie și înaltă ;

4 — suprafețe uscate, cu un înalt grad de prelucrare, aflate sub presiune specifică mică.

În expunerea care urmează se va arăta modul în care au fost efectuate aceste cercetări și rezultatele obținute.

1. *Coeficienții de frecare la alunecare în cazul suprafețelor unse, aflate sub presiune specifică mică*

1.1. La suprafețe în contact unse este posibil să apară frecarea semiuscată, mixtă sau hidrodinamică, în funcție de grosimea stratului de lubrifiant și de încărcarea specifică a suprafețelor în frecare. Frecarea semiuscată apare la stratul molecular subțire al lubrifiantului, care este străpuns din loc în loc, așa că parțial are loc o frecare complet uscată.

Frecarea mixtă apare în cazul în care între suprafețele de alunecare este totdeauna asigurat un strat de lubrifiant foarte subțire (sub 0,0001 mm grosime), care nu este străpuns și care nu asigură frecarea lichidă deplină. Acesta este cazul limită, care, deși face posibilă de obicei obținerea unor valori mici ale coeficientului de frecare de alunecare, nu este totuși recomandabil în cazurile mai importante, deoarece în condiții de lucru puțin schimbate (de pildă, temperatură mai ridicată etc.) pot apărea la suprafețele în contact frecările semiuscată și uscată, cu toate consecințele pe care le antrenează.

Valoarea medie a coeficientului de frecare mixtă μ_1 este direct proporțională cu :

C_1 — constanta care depinde de natura și starea suprafețelor în contact, de lubrifiant și de modul de aducere și distribuire a acestuia ; η — viscozitatea dinamică a lubrifiantului utilizat ; v — viteza de alunecare a suprafeței și este invers proporțională cu p_m — presiunea specifică medie pe suprafața frecată — deci :

$$\mu_1 = C_1 \cdot \frac{\eta \cdot v}{p_m}.$$

Frecarea hidrodinamică apare la suprafețele între care este asigurat un strat destul de gros de lubrifiant — peste 0,0001 mm — astfel încît suprafețele se consideră în mișcare relativă și nu mai sînt în contact direct, iar coeficientul de frecare nu depinde numai de natura lubrifiantului, ci și de legăturile sale intermoleculare.

Valoarea medie a coeficientului de frecare dinamică μ_2 curentă este direct proporțională cu viscozitatea dinamică a lubrifiantului utilizat η și viteza relativă de deplasare a corpurilor V și invers proporțională cu presiunea medie specifică p_m și grosimea stratului de lubrifiant δ — deci :

$$\mu_2 = \frac{\eta \cdot V}{p_m \cdot \delta}.$$

Din expunerea anterioară reiese că și coeficienții de frecare la alunecare, la care poate să apară frecarea semiuscată mixtă sau hidrodinamică, vor fi foarte diferiți din cauza variabilității factorilor ce îi influențează și deci și condițiile de lucru ale suprafețelor în contact vor fi modificate.

1.2. *Instalații și procedee de cercetare.* Cercetările coeficienților de frecare au fost efectuate

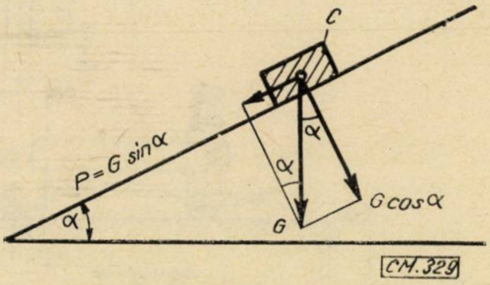


Fig. 1

la două instalații, adică pe un plan înclinat de un unghi variabil α (fig. 1 și 2) sau cu ajutorul unui cărucior (fig. 3 și 4). S-a constatat că această ultimă instalație este foarte potrivită pentru cercetarea coeficientului de frecare la alunecare în cazul încărcării specifice ridicate (pînă la 10 000 kgf/cm²).

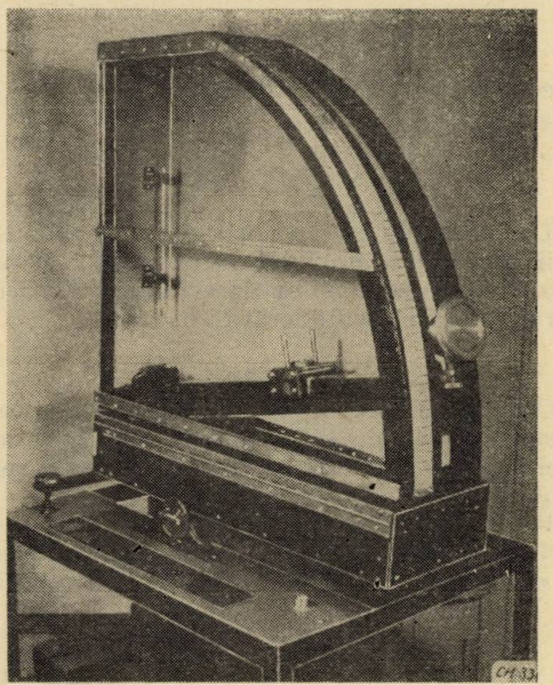


Fig. 2

Figura 1 prezintă schema instalațiilor arătate în figura 2. Dacă după legea lui Coulomb se definește forța de frecare limită prin :

$$P = \mu_0 \cdot G \cdot \cos\alpha,$$

în care:

μ_0 este coeficientul static de frecare la alunecare;

G — greutatea modelului C pentru care se determină coeficientul de frecare pe suportul aparatului;

α — unghiul planului înclinat,

coeficientul static al frecării se deduce din relaţia:

$$\mu_0 = \frac{P}{G \cdot \cos \alpha}.$$

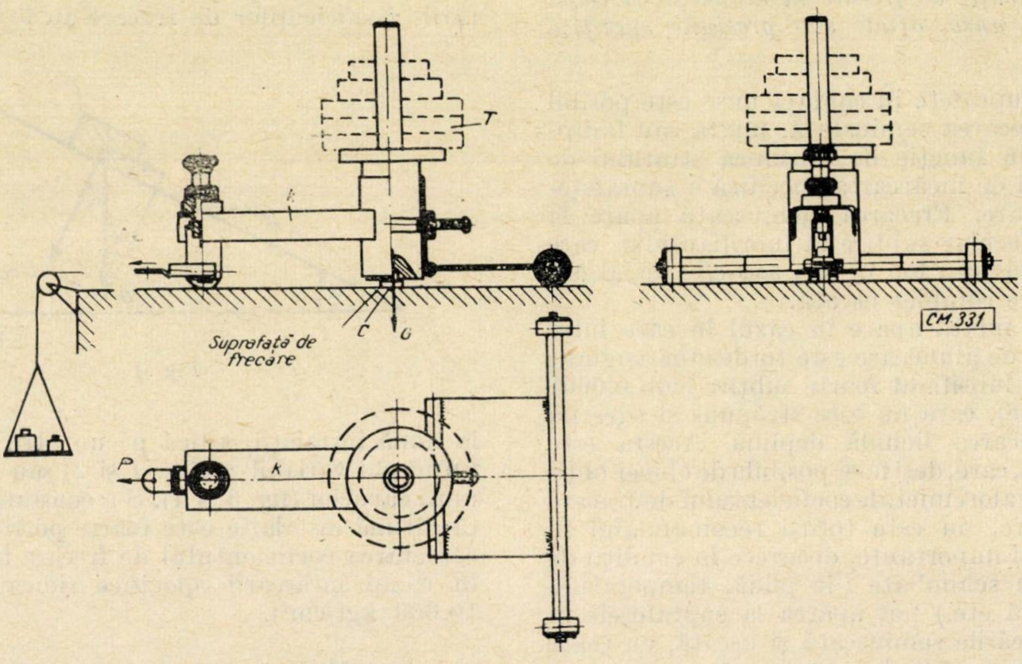


Fig. 3

Din forţa de frecare măsurată P, greutatea cunoscută G şi unghiul determinat α rezultă prin scrierea condiţiilor de echilibru, coeficientul de frecare de alunecare limită μ_0,

$$\mu_0 = \operatorname{tg} \alpha.$$

Coeficientul static de frecare la alunecare corespunde tangentei unghiului α la care componenta $G \sin \alpha$ este aceea care egalează rezistenţa frecării.

Prin deplasarea căruciorului au putut fi determinaţi coeficienţii de frecare static μ_0 limită şi dinamic μ şi frecării uscate, din relaţiile:

$$P = \mu_0 \quad \text{şi} \quad P' = \mu G,$$

la care, bineînţeles, este luată în considerare rezistenţa mişcării căruciorului însuşi. Deci sînt determinaţi coeficienţii

$$\mu_0 = \frac{P}{G} \quad \text{şi} \quad \mu = \frac{P'}{G}.$$

1.3. *Rezultatele cercetărilor.* Cu ajutorul căruciorului pentru determinarea coeficientului de frecare a fost posibilă realizarea unor măsuri mai exacte în domeniile mai restrînse ale încărcărilor specifice de la 0,4 — 5 kgf/cm², pentru suprafeţele în contact (*Al* — sticlă) unse şi uscate, notîndu-se cu *Al* aliajul de aluminiu (cu siliciu, cupru şi mangan).

O epruvetă avînd forma unui dop, din aliajul de aluminiu, şlefuit manual, a fost încărcată, determinîndu-se coeficienţii de frecare la alunecare statici şi dinamici ai frecării în funcţie de presiunea specifică asupra suprafeţelor frecate.

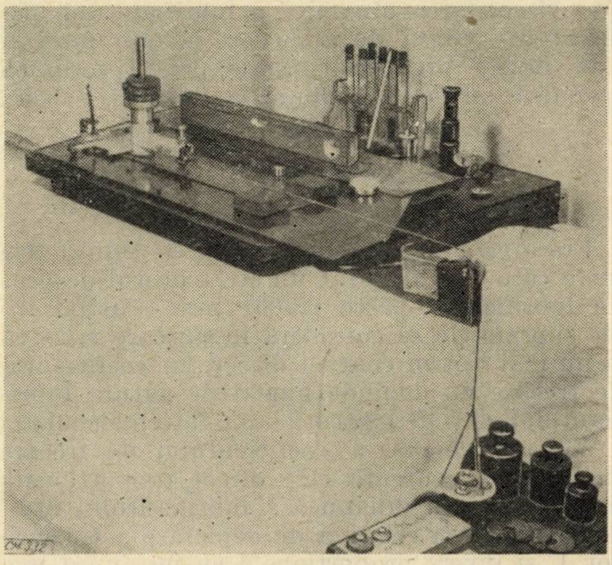


Fig. 4

Figura 5 prezintă valorile medii ale coeficienţilor de frecare statici μ_0 la suprafeţele uscate, umezite cu apă şi unse cu ulei în funcţie de presiunea specifică. La aplicarea practică a legii lui Coulomb, de obicei nu se presupune variabilitatea coeficientului de frecare și, în general, în literatură nu se arată și nici nu se studiază suficient variabilitatea acestuia. Încărcarea de patru ori mai mare a suprafeței frecate nu provoacă totdeauna și o forță de frecare de patru ori mai mare, fie din cauza variabilității coeficientului de frecare sub influența presiunii specifice, fie din alte cauze, de exemplu, a temperaturii. Influența temperaturii a fost dovedită, dar în această grupă de cercetări nu a putut fi examinată mai temeinic. Toate cercetările au fost făcute la temperatura obișnuită a aerului, adică între 18 și 22°C, și rezultatele stabilite corespund acestor condiții de lucru. Diagrama din figura 5 arată că coeficientul de frecare static este — sub influența creșterii presiunii specifice de la 0,4 pînă la 5 kgf/cm² — în creștere la suprafețele uscate și în scădere a cele umede sau unse. La suprafețele uscate, asupra valorilor stabilite ale coeficientului de frecare static influențează rigiditatea materialului, precum și uniformizarea și luciul suprafeței în frecare.

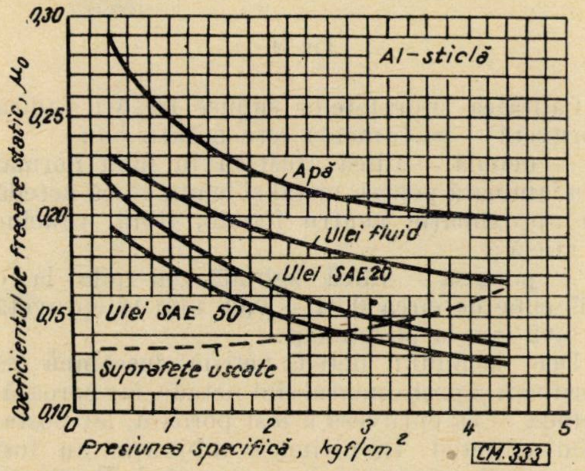


Fig. 5

Creșterea coeficientului de frecare la alunecare pentru frecarea uscată se poate explica printr-o înclinare mai bună a suprafeței relativ moale a epruvetei de aluminiu și creșterea forțelor de adeziune, a cărei influență se explică la sfîrșitul acestei lucrări.

Se observă că însușirile fizice ale lubrifianților influențează asupra coeficientului de frecare la alunecare, astfel încît în regimul presiunilor specifice mici, coeficienții de frecare cresc, ceea ce corespunde legii pentru condițiile de lucru hidrodinamice.

În figura 6 *a*, *b* și *c* au fost arătate două suprafețe în contact relativ netede, ale corpurilor *A* și *B* sub încărcări diferite. Suprafața moale de contact a elementului *A*, care apasă suprafața tare a elementului *B*, se va uniformiza la creșterea încărcării, astfel încît la majorarea încărcării, presiunea specifică se poate micșora, deoarece se mărește suprafața de contact. Așadar există totodată o diferență între suprafețele reale, care de obicei sînt mult mai mici și care depind în general de gradul de uniformizare a suprafețelor.

În figura 7 se prezintă date cu privire la valorile medii stabilite pentru coeficienții de frecare statici și dinamici ai unor suprafețe din aliaj de aluminiu (epruveta) și sticlă (postamentul) — pentru starea uscată și unsă cu uleiuri minerale din grupele de viscozitate SAE 20, 30 și 50.

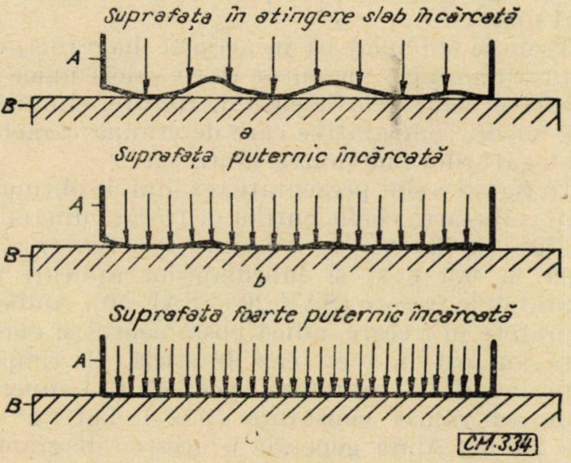

Suprafața în atingere slab încărcată
A
B
a
Suprafața puternic încărcată
A
B
b
Suprafața foarte puternic încărcată
A
B
c
CM-334

Fig. 6

Coeficientul de frecare static μ_0 se schimbă relativ puțin la suprafețele în contact în regiunea presiunii specifice pînă la 25 kgf/cm². Schimbări însemnate apar la suprafețele în frecare unse anume. Stratul de unsoare mai vîscoasă duce la un coeficient de frecare mai mic. Coeficienții dinamici de frecare μ au fost măsurați la vitezele relative de deplasare $V = 0{,}1$ m/s și

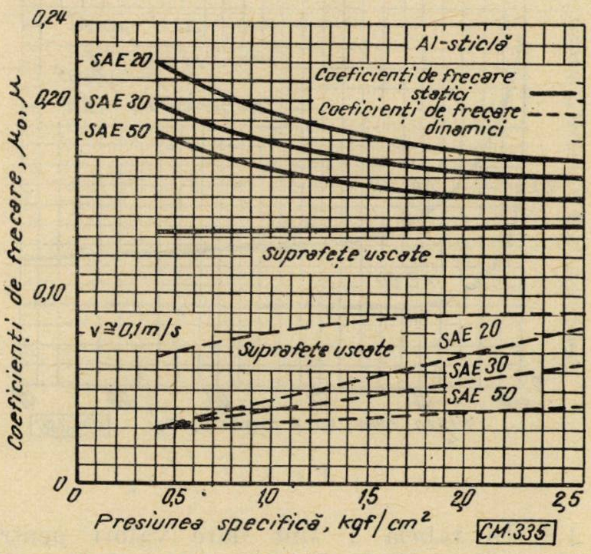


Fig. 7

ei sînt mai mici în valoare decît coeficienții statici de frecare. Cele mai mari valori apar în cazul suprafețelor în stare uscată.

La presiunile specifice de pînă la 0,5 kgf/cm², viscozitatea lubrifianților influențează asupra coeficientului de frecare de alunecare dinamici. O dată cu mărirea presiunii, coeficienții cresc dacă viscozitatea stratului uns scade, deoarece influența reciprocă a suprafețelor frecate este mai mare.

Trebuie subliniat că în această diagramă, ca și în altele, nu s-au putut trece valori unice și absolute pentru coeficienții de frecare, ci numai cele medii comparative care determină caracterul legăturilor funcționale dintre ele.

În figura 8 sînt prezentate rezultatele obținute prin cercetarea coeficienților de frecare dinamici în funcție de viteza mișcării relative ($v = 0$ pînă la 0,5 m/s) și lubrifianților aplicați pe suprafețele frecate (SAE 20 și SAE 50). Ambele suprafețe în frecare, adică postamentul și epruveta, au fost în acest caz de sticlă. În timpul experimentării, presiunea specifică și temperatura au rămas constante ($p = 1$ kgf/cm² și $t = 20°$ C). Alura generală a acestor diagrame, comparată cu cele din figura 7, arată că coeficienții de frecare statici, care în acest caz sînt mai mari, trec treptat în coeficienții de frecare dinamici la părăsirea stării de nemișcare — ceea ce este ușor de înțeles. Firește, se poate stabili că la presiunea specifică invariabilă se schimbă foarte slab coeficienții dinamici în regiunea vitezelor relative între 0,1 și 0,5 m/s.

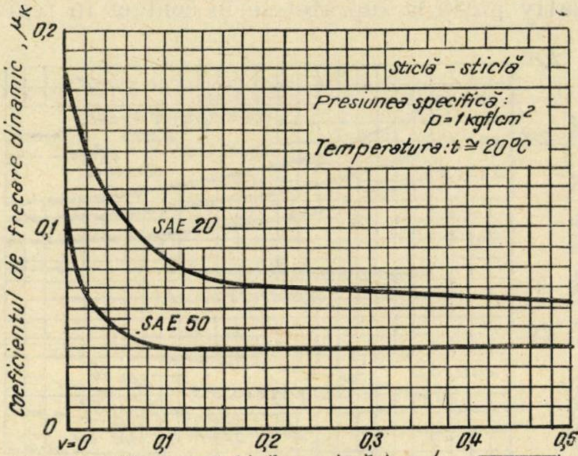


Fig. 8

1.4. În tabela 1 sînt date valori pentru coeficienți medii de frecare statici și dinamici la unele materiale care se aplică mai des în construcțiile de mașini.

Temperaturile de experimentare au fost de circa 20° C.

Valorile obținute arată variabilitatea inițială a coeficienților de frecare. Valorile absolute vor depinde de cazurile specifice în primul rînd și de starea și natura suprafețelor supuse frecării, cum și de duritatea materialului, cum rezultă din exemplele date. Prin șlefuirea suprafețelor supuse frecării, coeficienții de frecare se micșorează.

Experimentări au fost efectuate la suprafețele supuse frecării, în următoarele situații: natural uscate, umezite cu apă, unse cu uleiuri minerale SAE 20, unse cu uleiuri fluide.

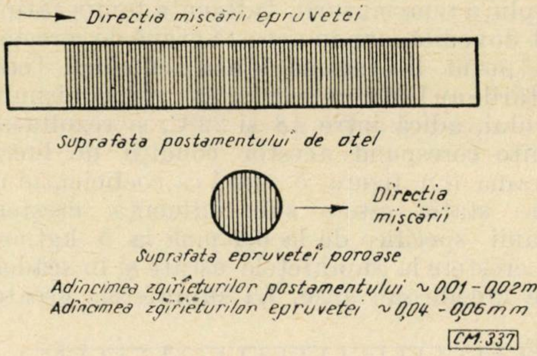

Direcția mișcării epruvetei
Suprafața postamentului de oțel
Direcția mișcării
Suprafața epruvetei poroase
Adîncimea zgîrieturilor postamentului ~ 0,01 - 0,02 mm
Adîncimea zgîrieturilor epruvetei ~ 0,04 - 0,06 mm
CM-337

Fig. 9

Calitatea suprafețelor supuse frecării (adică epruvetă — postament) este notată cu:

— netedă — adică ajustată în mod normal sau laminată pentru metal și lemn, adică netedă cu aproximație pentru ferodo, fibră, cauciuc și sticlă;

— poroasă — adică zgîriată cu pila la o adîncime de circa 0,04 — 0,06 mm la epruvetă și 0,02 mm la postament.

Deci semnul: netedă-netedă înseamnă că epruveta și postamentul sînt netede, iar poroasă-netedă — că epruveta a fost poroasă, iar postamentul neted. În ultima combinație au fost poroase și epruveta și postamentul. Presiunea specifică asupra postamentului a fost de 1 kgf/cm², iar în unele cazuri a variat de la 1 pînă la 10 și 20 kgf/cm². Pregătirea inițială a suprafețelor și direcția relativă a mișcării reies din figura 9.

Trebuie menționat faptul că experiențele au fost efectuate în condiții cît mai uniforme, în așa fel încît să se obțină rezultate cît mai sigure pentru efectuarea comparațiilor. Totuși, și micile schimbări la suprafețele supuse frecării, care nu au putut fi evitate (de pildă poziția relativă a epruvetei și a postamentului), au dus la schimbări ale valorilor coeficienților de frecare. Cu toate acestea, este posibil să se tragă următoarele concluzii care au o valabilitate generală, pentru anumite condiții de lucru.

Asupra coeficienților de frecare statici și dinamici influențează de obicei în mod însemnat prezența umezelii și a stratului de lubrifiant.

— Suprafețele netede și presiunile specifice cuprinse între 1 și 10 kgf/cm² nu influențează în mod însemnat asupra coeficienților de frecare statici și dinamici.

Tabela 1

Materialul suprafeţelor frecate (dop-postament)	Coeficientul de frecare	Calitatea suprafeţei (dop-postament)	Presiunea specifică, kgf/cm²	Regim uscat	Apă	Uleiuri fluide	Uleiuri minerale (SAE 20)
Aluminiu — oţel	static	netedă-netedă	1—10	0,13	0,15	0,19	0,13
		poroasă-poroasă	1	0,38	0,40	0,33	0,28
		poroasă-poroasă	1	0,44	0,51	0,49	0,36
	dinamic	netedă-netedă	1	0,12	0,13	0,16	0,05
		netedă-poroasă	1	0,29	0,31	0,26	0,23
		poroasă-poroasă	1	0,38	0,32	0,27	0,23
Fontă albă — oţel	static	netedă-netedă	1	0,20	0,23	0,31	0,22
		poroasă-netedă	1	0,78	0,67	0,67	0,61
		poroasă-poroasă	1	0,72	0,62	0,61	0,56
	dinamic	netedă-netedă	1	0,12	0,11	0,14	0,04
		poroasă-poroasă	1	0,24	0,24	0,23	0,23
Bronz-oţel	static	netedă-netedă	1—10	0,14	0,18	0,23	0,12
		netedă-poroasă	1	0,27	0,24	0,27	0,16
		poroasă-poroasă	1	0,40	0,29	0,34	0,27
	dinamic	netedă-netedă	1	0,12	0,16	0,19	0,07
		netedă-poroasă	1	0,23	0,22	0,22	0,12
		poroasă-poroasă	1	0,33	0,26	0,23	0,21
Oţel	static	netedă-netedă	1—10	0,14	0,18	0,16	0,10
		poroasă-netedă	1	0,19	0,15	0,14	0,16
		poroasă-poroasă	1	0,61	0,41	0,37	0,35
	dinamic	netedă-netedă	1	0,13	0,16	0,14	0,06
		poroasă-netedă	1	0,16	0,14	0,15	0,15
		poroasă-poroasă	1	0,22	0,19	0,22	0,19
Lemn tare-oţel	static	netedă-netedă	1	0,17	0,36	0,28	0,25
		poroasă-netedă	1	0,48	0,68	0,57	0,53
		poroasă-poroasă	1	0,55	0,78	0,70	0,56
	dinamic	netedă-netedă	1	0,13	0,31	0,20	0,10
		poroasă-poroasă	1	0,33	0,43	0,30	0,24
Lemn tare-lemn tare	static	în direcţia fazelor netedă-netedă	1	0,42	0,97	0,35	0,32
		vertical la faza : netedă-netedă	1	0,46	1,03	0,55	0,45
		poroasă-poroasă	1	1,05	1,31	0,59	0,45
Lemn tare-fontă turnată	static	netedă-netedă	1	0,20	0,41	0,21	0,20
Ferodo-oţel	static	netedă-netedă	1—10	0,20	0,23	0,23	0,06
		poroasă-netedă	1	0,53	0,44	0,51	0,46
		poroasă-poroasă	1	0,71	0,62	0,62	0,56
	dinamic	poroasă-poroasă	1	0,71	0,62	0,58	0,37
Ferodo-fontă turnată	static	suprafeţe poroase	2	0,26			
			5	0,30			
		în mod natural	10	0,30			
			20	0,36			
Fibră-oţel	static	netedă-netedă	1—10	0,24 (0,06)	0,36	0,47	0,33
		poroasă-poroasă	1	0,36	0,51	0,49	0,34
	dinamic	netedă-netedă	1	0,17	0,26	0,36	0,13
		poroasă-poroasă	1	0,26	0,40	0,37	0,18

Materialul suprafețelor frecate (dop-postament)	Coeficientul de frecare	Calitatea suprafeței (dop-postament)	Presiunea specifică kgf/cm²	Regim uscat	Apă	Uleiuri fluide	Uleiuri minerale (SAE 20)
Cauciuc	static	netedă-netedă	1—10	0,63	0,41	0,36	0,21
		poroasă-poroasă	1	0,69	0,54	0,38	0,36
Oțel	dinamic	netedă-netedă	1	0,72	0,49	0,33	0,16
		poroasă-poroasă	1	0,76	0,64	0,34	0,26
Piele-oțel	static	netedă-netedă	1—20	0,27	0,55	0,37	0,25
		netedă-poroasă	1	0,46	0,68	0,51	0,43
		poroasă-poroasă	1	0,68	1,03	0,61	0,52
	dinamic	netedă-netedă	1—20	0,20	0,27	0,25	0,18
		poroasă-poroasă	1—20	0,38	0,49	0,43	0,31
Fontă turnată	static	netedă-netedă	1—10	0,11	0,13	0,13	0,11
		netedă-poroasă	1	0,21	0,30	0,17	0,15
		poroasă-poroasă	1	0,32	0,36	0,22	0,20
Oțel	dinamic	netedă-netedă	1	0,10	0,11	0,13	0,08
		poroasă-poroasă	1	0,15	0,13	0,13	0,11

— Coeficienții de frecare statici și dinamici cresc o dată cu rugozitatea suprafețelor în contact și depind foarte mult de starea acestora. Valorile lor sînt deci variabile.

— Coeficienții de frecare dinamici sînt, în general, ceva mai mici decît cei statici. În tabela 2 sînt arătate modul de variație a acestor coeficienți de frecare în cazul frecării fontă turnată pe fontă turnată la presiunile specifice variabile pentru suprafețele uscate, grosolan lucrate:

Tabela 2

Presiunea specifică, kgf/cm²	1	2	3
Coeficientul de frecare statică, μ_0	0,17	0,23	0,25
Coeficientul de frecare dinamică, μ_0	0,14	0,17	0,18

— Se poate spune, în general, că asupra coeficienților de frecare influențează mai mult starea decît natura suprafețelor de contact. Materialul și însușirile lui fizice influențează asupra stabilității coeficienților de frecare.

2. *Coeficienții de frecare la alunecarea suprafețelor uscate — sub presiunea specifică joasă*

Dacă un corp solid se așază pe un alt corp și se mișcă pe acesta, pe suprafețele comune supuse frecării va apărea forța de frecare cu o direcție opusă direcției mișcării, iar valoarea ei va fi direct proporțională cu coeficientul de frecare de alunecare dinamic și cu încărcarea suprafeței supuse frecării.

În funcție de starea suprafețelor supuse frecării, presiunea specifică reală se va deosebi mai mult sau mai puțin de cea de calcul (corelația dintre greutatea totală și suprafața de calcul în atingere).

Presiunea specifică reală este, de obicei, cu mult mai mare decît aceea de calcul, deoarece suprafețele în atingere sînt foarte neuniforme, adică sînt calculate după metodele standard.

S-a arătat că, din cauza neuniformității de calcul al suprafețelor de contact, la experiențele pentru determinarea coeficienților de frecare apar deosebiri destul de mari care necesită precizarea mai riguroasă a suprafețelor în atingere.

Asupra forței frecării de alunecare nu influențează însă numai inegalitățile dintre suprafețele de contact, ci și forțele de adeziune provocate de acțiunea moleculoro-electromagnetică. Aceste forțe A cresc tot mai mult în măsura în care suprafețele în atingere sînt mai uniforme, șlefuite, invers proporționale forțelor de frecare de alunecare R datorite porozității suprafețelor în contact.

Între aceste două forțe și forța totală de frecare tangențială P se pot stabili relațiile:

$$P = R + A,$$

unde

$$A = \frac{C}{R};$$

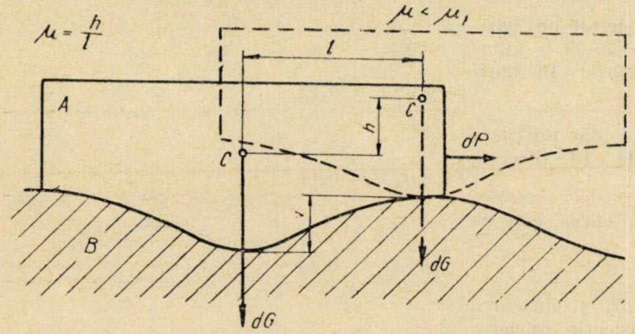
$$P = R + \frac{C}{R},$$

unde C este constanta frecării de adeziune care depinde de materialul și starea suprafețelor.

Rezultatele cercetărilor efectuate confirmă raportul invers dintre forțele R și A.

Forțele de frecare R, care provin din rugozitatea suprafeței, se pot explica cu ajutorul figurilor 10 și 11, *a* și *b*.

Dacă pe suprafața postamentului B alunecă elementul diferențial A de greutate dG, forța dP care asigură mișcarea, adică urcarea pe planul înclinat, trebuie să fie de așa natură încît să corespundă condiției principale ca și pentru mișcarea corpului A pe planul înclinat cu unghiul α sau unghiul α_1 (fig. 11, *a* și *b*) — deci :



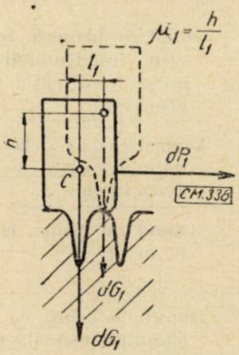


Fig. 10

$$dP \cdot \cos \alpha \geqslant dG \cdot \sin \alpha + (dG \cdot \cos \alpha +$$
$$+ dP \cdot \sin \alpha) \cdot \mu$$

realizat la dG de aceeași greutate și același coeficient de frecare μ atunci cînd unghiul α are să fie cel mai mic, adică egal cu zero, deoarece în acest caz va fi și componenta :

$$dG \cdot \sin \alpha = 0, \quad \text{iar } dP = dG \cdot \mu.$$

Dimpotrivă, o dată cu creșterea unghiului α pînă la $\alpha_1 > \alpha$, trebuie să crească și forța ce se opune rezistenței de urcare dP (fig. 11, *b*).

Prin urmare și acțiunea frecării pentru aceeași înălțime de ridicare h a greutății dG (fig. 10, *a* și *b*) va fi mai mare (fig. 10, *b* și 11, *b*), deoarece trebuie satisfăcută condiția :

$$dG \cdot h = dP \cdot l$$

sau

$$dP = dG \cdot \frac{h}{l} = dG \cdot \mu$$

și

$$dG_1 \cdot h = dP_1 \cdot l_1$$

sau

$$dP_1 = dG_1 \cdot \frac{h}{l_1} = dG_1 \cdot \mu_1,$$

unde cu rapoartele $\frac{h}{l}$ și $\frac{h}{l_1}$ sînt notați respectiv coeficienții de frecare μ și μ_1. Se observă că μ crește pentru aceeași înălțime de schimbare a centrului de greutate C, dacă d drumul este mai mic ; deci reiese că pentru $l_1 < l$ și $\mu_1 > \mu$. Raportul dintre forțele diferențiale este dat de expresia :

$$\frac{dP}{dP_1} = \frac{dG \cdot \mu}{dG_1 \cdot \mu_1},$$

sau dacă

$$dG_1 = dG,$$

de :

$$\frac{dP}{dP_1} = \frac{\mu}{\mu_1} \text{ sau } dP = \frac{\mu_1}{\mu}.$$

La o înclinație mai mare a unghiului α_1 va fi necesară o forță mai mare pentru învingerea forței de frecare în raport cu coeficientul de frecare μ_1 și μ.

Din cele expuse reiese că starea suprafețelor influențează destul de mult asupra coeficientului de frecare, fapt care a fost neglijat în ultimul timp, în comparație cu influența forțelor moleculare electromagnetice.

În tabela 1 au fost arătate și valorile medii pentru coeficienții de frecare statici și dinamici la suprafețele uscate supuse frecării, ale unor materiale utilizate în construcțiile de mașini. Experimentările au fost făcute ca la suprafețele netede și poroase, sub presiunea specifică de calcul de 1 kgf/cm² și la o temperatură de circa 20°C. Toate rezultatele stabilite arată că coeficienții de frecare la alunecare cresc o dată cu creșterea rugozității, dar că asupra acestor valori nu influențează numai adîncimea zgîrieturilor de suprafață, ci și direcția acestora în raport cu direcțiile mișcării.

În tabela 3 au fost date valorile medii pentru coeficienții statici de frecare pe suprafețe uscate la presiuni specifice mici de 0,0025—0,030 kg/cm² pentru perechi de corpuri în frecare bronz-sticlă și bronz-oțel.

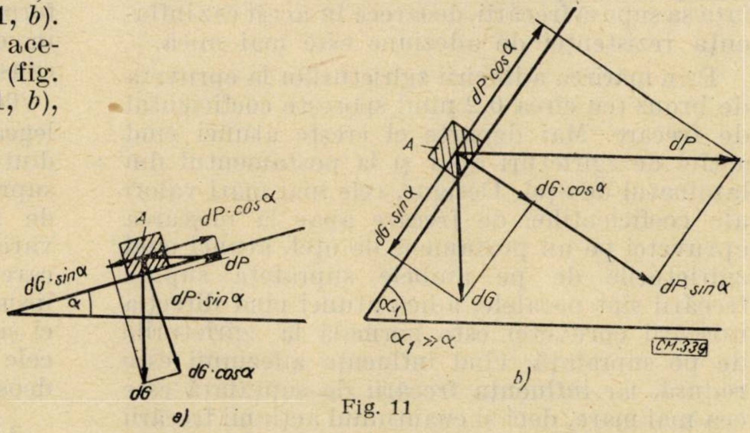


Fig. 11

Cercetările au fost făcute pentru sticlă netedă, pentru laminate netede de oțel, pentru laminate de oțel cu suprafață grosolană, cu coroziuni și în sfîrșit pentru laminatul de oțel grosolan cu coroziuni și zgîrieturi de-a curmezișul. Date mai detaliate despre epruvetă și postament sînt arătate în tabela 3, din care se pot trage concluziile următoare :

Tabela 3.

Nr. crt.	Materialul suprafeţelor supuse frecării (dop-postament)	Starea suprafeţelor de alunecare uscat	Presiunea specifică kgf/cm²	Coeficientul static de frecare, μ_s	Observaţii
1.	Bronz — sticlă	Dopul de bronz a fost şlefuit cu zgîrieturi longitudinale de 3—5 μ adîncime, în direcţia mişcării ; 18 zgîrieturi/mm	0,025	0,14	
2.	Bronz — sticlă	Acelaşi caz ca şi la nr. 1, dar mişcarea dopului este normală în direcţia zgîrieturilor	0,025	0,11	
3.	Bronz — laminat neted de oţel	Dopul de bronz, iar mişcarea este ca la nr. 1	0,025	0,14	
4.	Bronz — laminat neted de oţel	Dopul de bronz ca la nr. 1, mişcarea dopului normală în direcţia zgîrieturilor	0,025	0,15	
5.	Bronz — laminat de oţel grosolan cu coroziuni	Dopul de bronz cu zgîrieturi adînci de circa 0,2 mm ; numărul zgîrieturilor 6/mm. Mişcarea dopului normală în direcţia zgîrieturilor	0,03	0,18	
6.	Bronz — laminat de oţel cu coroziuni cu zgîrieturi de-a curmezişul în direcţia mişcării	Dopul de bronz ca la nr. 5. Mişcarea dopului normală faţă de zgîrieturile dopului şi a postamentului	0,03	0,23	Adîncimea zgîrieturilor la laminatul de oţel de circa 0,2 mm ; densitatea zgîrieturilor, 4/mm
7.	Bronz — laminat de oţel cu coroziuni perpendicular cu direcţia mişcării	Dopul de bronz ca la nr. 5. Mişcarea dopului în direcţia zgîrieturilor şi normală în raport cu zgîrieturile postamentului	0,03	0,19	

Coeficientul de frecare static pentru corpurile în contact bronz-sticlă, nr. crt. 2 este mai mic atunci cînd epruveta de bronz se mişcă normal în raport cu zgîrieturile pe care le are pe suprafaţa sa supusă frecării, deoarece în acest caz influenţa rezistenţei de adeziune este mai mică.

Prin mărirea adîncirii zgîrieturilor la epruveta de bronz (cu circa 0,2 mm) sporeşte coeficientul de frecare. Mai departe el creşte atunci cînd astfel de zgîrieturi apar şi la postamentul din laminatul de oţel. Desigur, cele mai mari valori ale coeficienţilor de frecare apar la mişcarea epruvetei pe un postament de oţel, atunci cînd zgîrieturile de pe ambele suprafeţe supuse frecării sînt paralele, adică atunci cînd direcţia mişcării epruvetei este normală la zgîrieturile de pe suprafaţă, cînd influenţa adeziunii este redusă, iar influenţa frecării de suprafaţă este cea mai mare, deci şi cuantumul acţiunii frecării este foarte însemnat.

Prin urmare, datele aduse în tabelele 1, 2 şi 3 arată că asupra valorii coeficienţilor de frecare nu influenţează numai natura materialului şi însuşirile lui fizice, ci şi starea suprafeţei, luîndu-se în considerare netezimea, stratul de umezeală sau de lubrifianţi, presiunea, precum şi temperatura. Este necesar să se stabilească condiţiile de suprafaţă specifice, deoarece valorile coeficienţilor de frecare pot să varieze din cauza variabilităţii parametrilor amintiţi — la aceeaşi pereche de material — cu 100% şi mai mult. Pînă acum însă nu s-a acordat importanţa cuvenită variabilităţii coeficienţilor de frecare în practică, datorită influenţei lui asupra dimensionării unor ansambluri şi asupra formării unei aprecieri juste despre rezistenţa în exploatare a multor elemente vitale din construcţia de maşini.

Toate aceste cercetări duc la concluzia că legea lui Coulomb despre legăturile funcţionale dintre forţa de frecare, încărcarea totală a suprafeţelor aflate în frecare şi coeficienţii de frecare este valabilă numai cu condiţia variabilităţii presupuse a coeficienţilor de frecare, asupra căreia influenţează nu numai însuşirile fizice ale suprafeţelor supuse frecării, ci şi presiunile specifice, îndeosebi cele joase şi cele foarte înalte, care vor fi supuse unui studiu deosebit.

3. *Coeficienţii de frecare de alunecare, în frecări uscate, sub presiunea specifică medie şi înaltă*

Una dintre sarcinile propuse a constat în aceea de a stabili coeficienţii de frecare uscată în regiunile presiunilor specifice medii şi înalte, cu cinci combinaţii mai însemnate de materiale aplicate în construcţiile de maşini. S-au stabilit numai coeficienţii statici de frecare uscată pentru următoarele perechi de materiale : oţel-oţel, cupru-oţel, aliaj de oţel-aluminiu, oţel-sticlă, aliaj de aluminiu-sticlă.

Suprafețele materialelor au fost netezite prin laminare, prin turnare (la sticlă) sau prin șlefuirea manuală (aliajul de aluminiu).

Drept postament au servit table de oțel, cupru, duraluminiu și aluminiu moale cu rezistență la rupere:

laminatul de oțel	50 kgf/mm^2;
laminatul din duraluminiu	44 kgf/mm^2;
laminatul din cupru	36 kgf/mm^2;
laminatul din aluminiul moale	7 kgf/mm^2.

Rezistența la rupere a aliajului de aluminiu aplicat pe epruvetă a fost de 20 kgf/mm^2, iar cea a aliajului de duraluminiu — 40 kgf/mm^2.

Pentru a face posibilă realizarea unor presiuni specifice foarte înalte, s-a folosit la construirea epruvetei supusă frecării un ac tare de oțel *A*, ascuțit la vîrf (fig. 12), care a fost apăsat pe postamentul *B* cu forța *G*; suprafața de calcul în atingere a fost notată cu *F*.

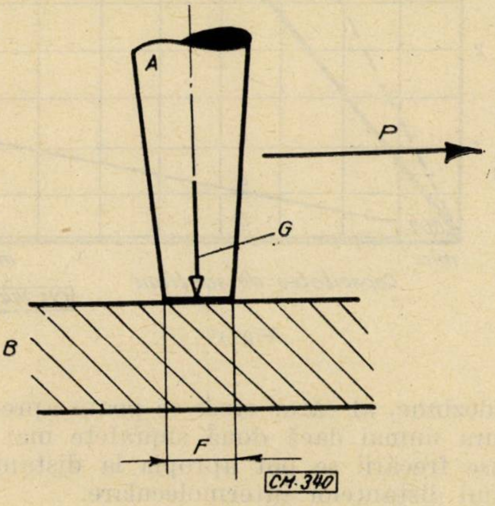


Fig. 12

Rezultatul acestor cercetări pentru regiunea medie a presiunii specifice de calcul a fost dat în diagramele din figura 13. Trebuie subliniat că au fost arătate doar valorile medii pentru coeficienți de frecare statici.

La suprafețele dure, aflate în stare de frecare, cum este cazul cu suprafețele oțel-oțel și oțel-sticlă, coeficientul de frecare statică nu se schimbă pînă la presiunea specifică de calcul de 200 kgf/mm^2.

Schimbările apar abia la încărcări mai mari, care duc la distrugerea suprafeței celei mai moi în contact din perechea respectivă.

La suprafețele cupru-oțel, aliajele de aluminiu-oțel și aliajul de aluminiu-sticlă apar diferențe însemnate în valorile coeficienților de frecare la presiunile specifice joase și înalte.

Din cauza unei uniformizări mai bune a suprafețelor reale de contact, la presiunile specifice mai mari, coeficientul de frecare statică se poate micșora cu 40%.

Prin mărirea încărcării specifice a suprafețelor frecate, înaintea mișcării și după mișcare, care și așa provoacă distrugerile de suprafață, se ajunge la o mărire însemnată a coeficienților de frecare la alunecare, care ating și depășesc cu 500% pînă la 1 000% valorile de bază.

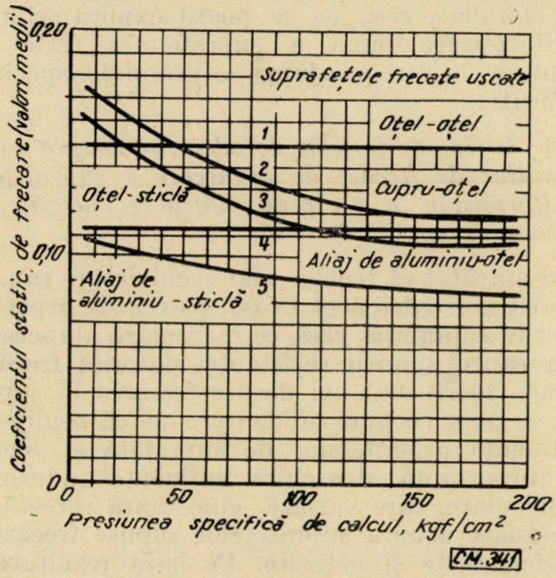


Fig. 13

Diagrama din figura 14 prezintă rezultatele cercetării din care se vede că s-a ajuns la străpungerea suprafeței supuse frecării la presiune specifică mai mare, proporțională cu duritatea postamentului, presiunea specifică corespun-

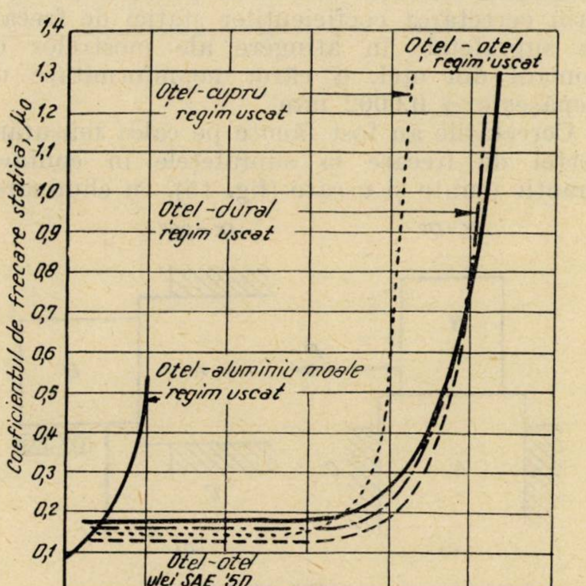


Fig. 14

zînd cu aproximație rezistenței de rupere a postamentului care este relativ moale.

Trebuie arătat că în regiunea de la circa 300 kgf/cm² și pînă la distrugerea suprafeței, coeficientul de frecare statică a rămas, practic, neschimbat, ceea ce se poate explica printr-o uniformizare bună a suprafețelor reale de contact, la care se ajunge la presiunile specifice ridicate.

4. *Influența forțelor de adeziune asupra coeficienților de frecare de alunecare a suprafețelor uniformizate la un grad ridicat și netezite, la presiunea specifică joasă.*

S-a arătat că teoriile mai vechi despre cauzele apariției frecării scot în relief exclusiv asperitățile de suprafață, ceea ce îngreuiază alunecarea din cauza sporirii rezistenței datorită frecării. Unele teorii mai noi despre frecarea la suprafețele unor corpuri solide aproape că neglijează influența asperităților de suprafață și acordă o importanță deosebită influenței adeziunii moleculare, care variază, cum arată cercetările efectuate asupra suprafețelor supuse frecărilor uniformizate și netezite. Pe baza rezultatelor stabilite s-a spus că forța totală a frecării tangențiale P se poate exprima ca suma forțelor de frecare care trebuie să înfrunte asperitatea suprafeței R și atracțiunea datorită adeziunii moleculare A, așa încît :

$$P = R + A.$$

Marea influență a forței de adeziune asupra coeficientului total de frecare poate fi dovedită prin cercetarea coeficienților statici de frecare la suprafețele în atingere ale mostrelor de control din oțel, a căror neuniformitate nu depășește $\pm$ 0,0002 mm.

Cercetările au fost făcute pe calea măsurării forței de frecare la suprafețele în contact, practic curate și uscate (fig. 15), cu eliminarea treptată a stratului de aer despre care, de asemenea, se poate spune că nu contribuie la contactul deplin al suprafețelor în atingere.

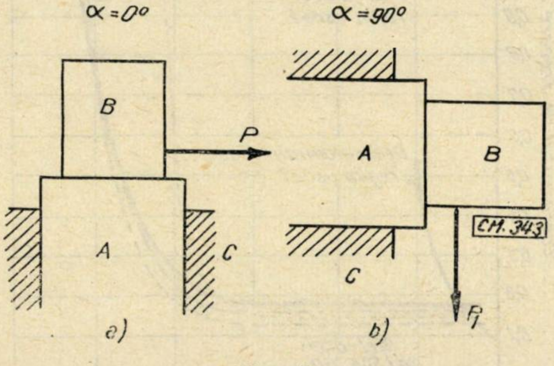


Fig. 15

Rezultatele acestor cercetări pe planul înclinat au arătat că este posibil să se obțină variația unghiului α de înclinare a planului de la 4° pînă la 90° — în funcție de curățenia suprafețelor și de gradul de eliminare a stratului de aer, care a influențat în mod direct suma coeficienților de frecare. La suprafețele foarte curate s-a ajuns la mărirea însemnată a forțelor moleculare de adeziune, al căror efect se poate aprecia și măsura numai dacă două suprafețe mai mari supuse frecării se pot apropia la distanța de ordinul distanțelor intermoleculare.

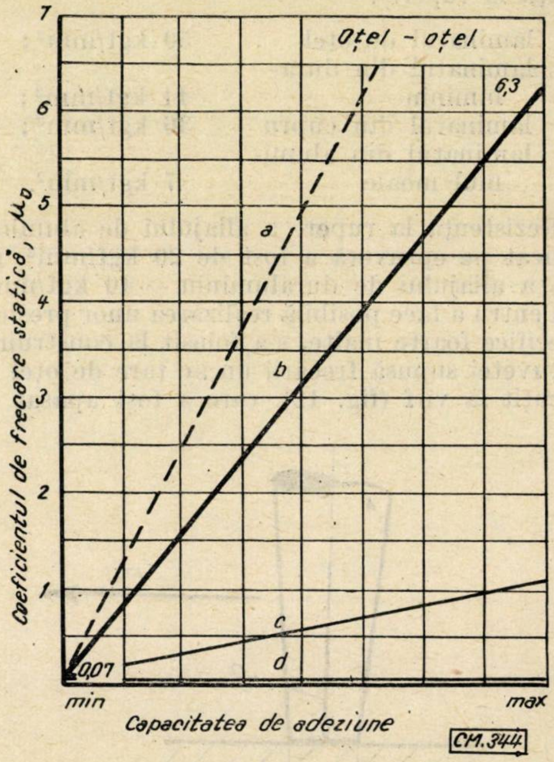


Fig. 16

Valorile pentru coeficienții de frecare de alunecare statică μ_0 se obțin cu tangenta unghiurilor măsurate α, care înseamnă începutul alunecării la curbă și se desfășoară liniar, în cazul concret, în regiunea de la 0,07 pînă la valoarea măsurată în mod real 6,3 (fig. 16, curba *b*). Trebuie subliniat că valoarea teoretică, adică pentru tangentă 90°, este nemăsurată.

În diagramele din figura 16 s-a arătat gradul de curățenie a suprafețelor în atingere, a modelelor A și B (fig. 15), care a influențat deci în mod direct asupra sporirii coeficientului de frecare. Valoarea maximă măsurată a coeficientului de frecare *b* a întrecut, în cazul dat, de 90 de ori valoarea minimă, ceea ce arată un raport excepțional de ridicat al variabilității coeficientului de frecare. După gradul de curățenie a suprafețelor în atingere, deci și după influența forțelor de adeziune moleculare, valoarea maximă pentru coeficienții de frecare statică va fi mai mare sau mai mică, așa cum arată liniile *a*, *b*, *c* și *d*. Linia *a* redă variația valorilor superioare din cele care au fost măsurate și arătate prin linia *b*, pe cînd cu *c* și *d*, arată variația valorilor mai mici care corespund gradelor mai mici de curățenie de suprafață.

Sub influența forțelor de adeziune la suprafețele în atingere, legătura dintre elementele *A* și *B* poate deveni puternică, astfel încît este necesar să se aplice o forță însemnată P_1 și la unghiul $\alpha = 90°$ — dacă se dorește să se separe suprafețele limitrofe ale postamentului și ale epruvetei.

Toate cercetările efectuate pînă acum arată că presiunea atmosferică nu are o influență mai deosebită asupra coeficientului de frecare de alunecare, ceea ce dovedește că la suprafețele de înaltă șlefuire supuse frecării apar într-adevăr forțele intermoleculare însemnate, așa că legea lui Coulomb cu privire la relația dintre forța de frecare, reacțiunea normală a suprafețelor supuse frecării asupra corpului în mișcare și coeficientul de frecare are și din această cauză numai o valabilitate relativă.

În ultimul caz studiat — la forțele de adeziune însemnate — expresia pentru forța de frecare $P = G\mu$ ar ocupa valoarea 0 pentru $G = 0$; s-a stabilit că nu este exact (fig. 15, *b*), ci că dimpotrivă și în acest caz trebuie înfruntată o forță de frecare însemnată P_1.

Problema specifică a valorilor mari ale coeficienților de frecare la suprafețele cu uniformizare înaltă și netezite supuse frecării, la care poate să se ajungă la apariția unor forțe adezionale moleculare însemnate, firește, necesită a fi supusă în continuare cercetărilor.

Cunoașterea exactă a coeficienților de frecare și a legilor după care mărimea lor va face posibil ca producția și calculele să se apropie tot mai mult de cerințele practicii construcțiilor de mașini, care în anumite cazuri dorite să obțină pentru coeficienții de frecare valori cît mai mici (suprafețele de alunecare și lagărele), iar în altele — valori cît mai mari (suprafețele care asigură capacitatea de tracțiune a vehiculului).

Rezultatele expuse în acest articol vor contribui la tragerea unor concluzii utile, avîndu-se în vedere variabilitatea valorilor coeficienților de frecare de suprafață și realizarea scopului propus anterior.

Regiunea valabilității legii lui Coulomb nu trebuie pierdută din vedere, deoarece ea reiese din constatările de pînă acum care se contrazic cu definiția generală după care rezistența frecării este proporțională cu reacțiunea normală pe suprafața care alunecă și că ea nu depinde de mărimea suprafeței în contact, adică de presiunea specifică.

Cercetările efectuate au arătat următoarele:

Sub influența presiunilor specifice joase la suprafețele aspre, forța de frecare de alunecare crește o dată cu presiunea specifică, deoarece crește coeficientul de frecare.

În regiunile marginale ale presiunilor înalte, forța de frecare de alunecare se mărește de mai multe ori la aceeași greutate care alunecă pe suprafață.

Asupra forței de frecare de alunecare nu influențează numai greutatea corpului care alunecă și coeficientul de frecare, ci și forțele de adeziune care pot provoca însemnate forțe de frecare atît la suprafețe netede supuse încărcării, cît și la suprafețe neîncărcate.

CZ 621.822.71 : 620.179.6 : 621 – 52

Problemele geometrico-mecanice ale automatului de control aspectual al bilelor de rulmenți

CHRISTIAN PELECUDI și TUDOR HUNKER

Avîntul industriei moderne constructoare de mașini impune o creștere continuă a producției de rulmenți, într-o mare gamă de dimensiuni și forme constructive. Strîns legată de durata și buna funcționare a lor este calitatea prelucrării elementelor componente și, în primul rînd, a bilelor. Diferite standarde prescriu abaterile de formă, de sfericitate, precum și înălțimea *Rz* sau abaterea medie *Ra* a neregularităților suprafețelor. Informativ, abaterile de formă pot fi între 0,25 μ și 80 μ și înălțimile rugozităților între 0,012 μ și 0,32 μ, acestea crescînd, desigur, cu diametrul bilelor și cu clasa de sortare.

Suprafețele bilelor trebuie să se prezinte fără fisuri, crăpături, coroziuni și fără rizuri rămase de la rectificare sau pete moi, regiuni aplatisate de formă ovală, obținute prin loviri în locurile decarburate. Aceste defecte de suprafețe sînt considerate în general eliminatorii dacă sînt vizibile liber, deci dacă au dimensiuni mai mari de circa 0,07 — 0,1 mm.

Observarea calității suprafețelor bilelor, făcută în mod obișnuit prin cercetare vizuală directă de către lucrători special instruiți, duce la rezultate subiective, depinzînd de calitatea individuală de vedere, de oboseala ochiului sau de dispoziția psihică, ocupînd totodată un număr relativ mare de lucrători. Sortarea de aspect pe mașini automate se bazează pe principiul luminării suprafeței de către un fascicul uniform concentrat de raze de lumină, care, reflectat cu intensitate variabilă în funcţie de starea suprafeţei, cade pe placa unei celule fotoelectrice, producînd un curent de intensitate variabilă. Acesta, prelucrat în aparatura electrică anexă a maşinii, poate să acţioneze asupra dispozitivelor mecanice, punînd în funcţiune clapete pentru sortarea bun-rău. În acest sens se cere ca centrul spotului luminos să descrie pe sferă o curbă de lungime cît mai mică, dar între ale cărei ramuri să nu existe o depărtare mai mare decît grosimea spotului luminos, pentru a se acoperi întreaga suprafaţă. Diferitele sisteme de control au la bază mişcarea sferei cu centru fix, utilizînd două rotaţii imprimate fie ambele bilei în jurul a două axe dintre care una este mobilă, fie una bilei şi alta sistemului optic. Producerea mişcărilor trebuie făcută cu mijloace cît mai simple, precise, urmărindu-se ca parcurgerea curbelor de explorare să se facă într-un timp cît mai scurt şi, de preferinţă, cu viteză de variaţii cît mai mici. Ultima cerinţă este impusă de aparatura electronică a maşinii, astfel încît caracteristica ei de frecvenţă să fie aproximativ constantă, ceea ce cu greu s-ar obţine pentru un interval mai larg. Totodată se urmăreşte ca sensibilitatea în afara intervalului să fie mult redusă pentru a se elimina numeroasele influenţe perturbatoare. Utilizarea rotaţiilor uniforme elimină influenţele negative ale perioadelor tranzitorii.

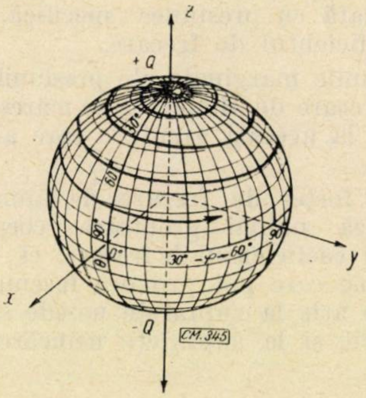


Fig. 1

În sfîrşit, maşina automată pentru controlul de aspect al corpurilor sferice comportă o parte mecanică formată de mecanismele de alimentare, mecanismele de executare a mişcărilor necesare şi mecanismele de evacuare şi de sortare, fiind completată cu aparatura opticoelectrică şi electronică. În legătură cu acestea s-au cercetat unele probleme referite în continuare.

A. *Curbele generale de explorare.* Date fiind condiţiile problemei se înscriu printre curbele optime spiralele sferice (fig. 1 şi 2). De asemenea se pot utiliza sinusoide sferice [1], [2], [3], [4], [5] sau alte curbe asemănătoare care să acopere, luînd în considerare o anumită grosime corespunzătoare spotului luminos, întreaga suprafaţă. Curbele respective trec, în general, prin două puncte diametral opuse — poli — o singură dată sau de mai multe ori. Cu notaţiile din figura 3 rezultă :

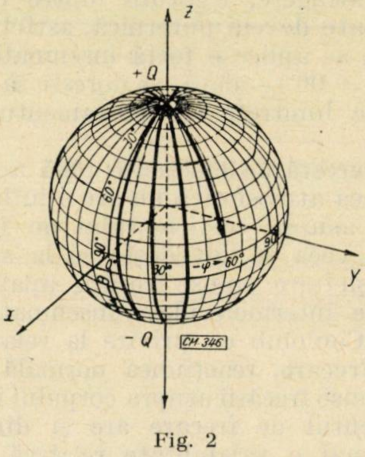


Fig. 2

$$\text{— pentru spirale } \theta = n\,\Phi\,; \qquad (1)$$

$$\text{— pentru sinusoide } \theta = \frac{\pi}{2}(1 + \sin n\,\Phi), \qquad (2)$$

în care pentru $n \gg 1$ se obţin mai multe ramuri între poli. Însemnînd numărul lor cu $N \gg 2$ şi cu e distanţa maximă între ramuri, măsurată pe ecuator (către poli ramurile curbei se înghesuie), distanţa între ele pe diferitele paralele devenind mai mică, se obţine relaţia :

$$2\,\pi\,R = eN, \qquad (3)$$

în care R este raza sferei. Începînd cu $n > 5$ se poate considera $e \simeq a$, respectiv grosimea spotului luminos, diferenţa fiind mai mică de 2% [5]. Pe de altă parte, pentru a calcula distanţa între două puncte situate pe ecuator (fig. 3), trebuie făcută distincţia între punctele M_1 corespunzătoare unghiului $\theta_1 = 2k\pi + \frac{\pi}{2}$ şi punctele M_2 corespunzătoare unghiului $\theta_2 = 2\,k\,\pi + \frac{3\pi}{2}$, ambele puncte aparţinînd acelu-

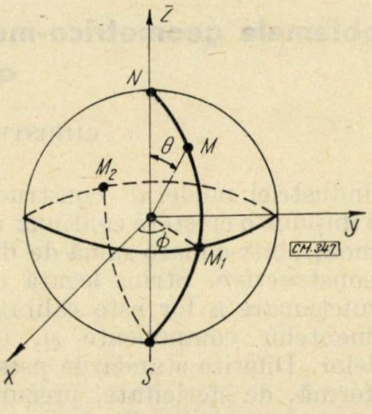


Fig. 3

iaşi plan Φ care trece prin axa OZ. La calculul acestei distanţe, dacă pentru punctul M_1 se consideră unghiul Φ_1, pentru punctul M_2 trebuie considerat $\Phi_2 = \Phi_1 + \pi$.

Diferenţele unghiulare între diferitele puncte M_1 şi M_2 apar la spirale şi sinusoide de forma :

$$\Delta\Phi = \left(\frac{A}{n} - B\right)\pi, \tag{4}$$

în care A şi B sînt numere întregi, prime între ele, căci altfel se pot adopta valori simplificate — cu factorul comun — ceea ce ar duce la valori mai reduse pentru $\Delta\Phi$ [5].

La spirale $A = 2\,\Delta k$ sau $A = 2\,\Delta k + 1$, în care Δk este numărul de cercuri complete corespunzătoare rotaţiei de unghi θ pentru două puncte între care se calculează pe ecuator distanţa e. De asemenea, $B = 2K$ sau $B = 2K - 1$, K fiind numărul de cercuri complete corespunzătoare rotaţiei de unghi Φ, astfel ca distanţa unghiulară $\Delta\Phi$ între punctele interesate să rămînă minimă :

$$-\pi \leqslant \Delta\Phi \leqslant \pi \tag{5}$$

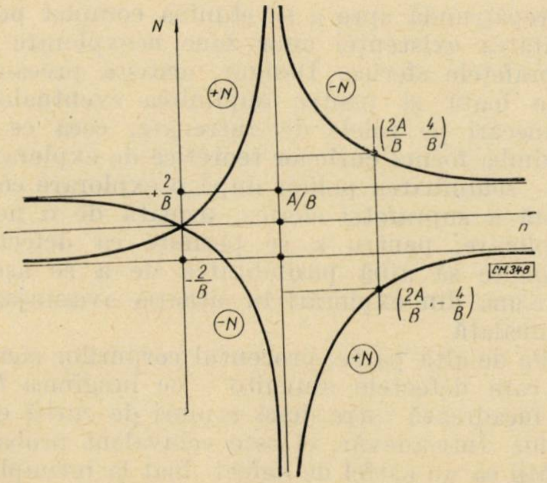


Fig. 4

şi deci :

$$\pm N = \frac{2n}{A - Bn}, \tag{6}$$

ceea ce arată că la variaţii mici ale raportului n numărul de ramuri N sau distanţa e pot varia foarte mult (fig. 4). Raportul n, echivalent raportului rotaţiilor, nu poate fi menţinut în construcţiile practice la valoarea sa teoretică, datorită faptului că cel puţin între rolele de antrenare şi piesa sferică (bila de rulment) transmiterea se face prin fricţiune la distanţe care pot varia din cauza impreciziilor de prelucrare. Aceeaşi situaţie se regăseşte şi în cazul în care, menţinîndu-se rolele de conducere, se variază diametrul bilelor în scopul utilizării aceleiaşi construcţii pentru o gamă convenabilă de dimensiuni. Aceste influenţe sînt reduse pentru spiralele extreme, cu o singură ramură între poli sau cu foarte multe ramuri între poli.

Valoarea Δk este limitată din cauza numărului de ramuri N, deoarece unghiul total al spiralei θ_t poate fi πN, iar numărul total de semiperioade la sinusoidă $N = 2\,\Delta k_{max}$ sau $2\,\Delta k_{max} + 1$, Δk_{max} fiind numărul total de perioade. Aceeaşi interpretare corespunde şi spiralelor sferice, a căror perioadă corespunde unei spirale simple formate cu o ramură de ducere şi alta de întoarcere.

Deci :

$$\Delta k_{max} = \frac{N}{2} \text{ sau } \Delta k_{max} = \frac{N-1}{2}, \tag{7}$$

curba reîncepînd în acelaşi sens sau în sens contrar, după cum N este par sau impar. De asemenea, întrucît după parcurgerea celor N ramuri — curba trebuind să reînceapă — $\Delta\O = 0$, rezultă şi valoarea numărului K_{max}, deoarece :

$$N = A_{max}\,(\Delta k_{max}) = n\,B_{max}\,(K_{max}), \tag{8}$$

astfel că rezultă n fracţionar :

$$n = \frac{A_{max}}{B_{max}}. \tag{9}$$

Minimul dat de formula (4) pentru $\Delta\Phi$ trebuie îndeplinit pentru valoarea $\pm 2\pi/N$, cu restricţiile $\Delta k < \Delta k_{max}$ şi $K < K_{max}$. Pentru condiţiile (6—9), relaţia generală (4) devine :

$$B_{max} A - A_{max} B = \pm 2, \tag{10}$$

ecuaţie diofantiană, din care se pot găsi valorile întregi A şi B, respectiv Δk şi K, care produc minimul în condiţiile valorilor A_{max} şi B_{max}, respectiv Δk_{max} şi K_{max} cunoscute.

Soluţiile se obţin prin dezvoltarea raportului n în fracţie continuă şi considerarea ultimelor două reduse :

$$n = \frac{A_{max}}{B_{max}} = \frac{P_s}{Q_s} \text{ şi } \frac{P_{s-1}}{Q_{s-1}}; \tag{11}$$

între factorii acestora există relaţia binecunoscută :

$$Q_s P_{s-1} - Q_{s-1} P_s = (-1)^s = \pm 1$$

şi deci :

$$0 < A = \pm 2P_{s-1} + \lambda P_s < A_{max}; \tag{12}$$

$$0 < B = \pm 2Q_{s-1} + \lambda Q_s < B_{max},$$

în care λ se alege astfel pentru a respecta inegalităţile menţionate. Din acestea se deduc Δk şi K.

Soluţii particulare separate se obţin atunci cînd se impune valoarea nulă a coeficientului K, ceea ce conduce pentru $\Delta\Phi_{min} = \frac{2\pi}{N}$ la următoarele valori interesante :

$$\Delta k = 0\,;\ n = \frac{N}{2} \text{ sau } n = \frac{N}{\pm 2 - N}\,;$$

$$\Delta k = 1\,;\ n = N \text{ sau } n = \frac{2N}{\pm 2 - N}\cdot$$

În reprezentarea grafică, desfășurată în plan, considerînd perioada unei curbe, sinusoide sau spirale sau chiar de o formă mai generală $\Phi_p = \frac{2\pi}{n}$ sau $\frac{4\pi}{n}$, numărul total de semiperioade $N = 2\,\Delta k_{max}$ sau $2\,\Delta k_{max} + 1$ rezultă :

$$y = \frac{\Phi_p/2}{\Delta\Phi_{min}} = K_{max} \text{ sau } (2K_{max} - 1), \quad (13)$$

în care y este pasul pe ecuator între două ramuri consecutive ale aceleiași curbe, una de ducere ($N-S$) și alta de întoarcere ($S-N$), măsurat prin numărul de ramuri cuprinse. Se poate considera și pasul suplimentar $\overline{y} = N - y$. De exemplu :

a) $N = 14$; $\Delta k_{max} = 7$; $K_{max} = 5$; pentru $n = \frac{7}{5}$; $\Delta\Phi_{min} = \frac{2\pi}{14}$, respectiv $y = 5$ sau $\overline{y} = 9$; (fig. 5 *a*, *b*)

b) $N = 25$; $\Delta k_{max} = 12$; $K_{max} = 7$, pentru $n = \frac{25}{14}$; $\Delta\,\Phi_{min}\,\frac{2\pi}{25}$, respectiv $y = 7$ sau $\overline{y} = 18$, (fig. 6 *a*, *b*).

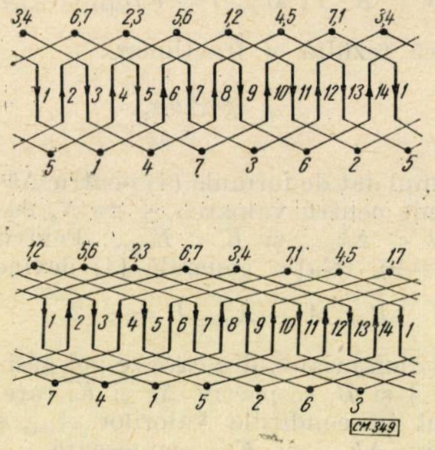

3,4 6,7 2,3 5,6 1,2 4,5 7,1 3,4
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 1
5 1 4 7 3 6 2 5
1,2 5,6 2,3 6,7 3,4 7,1 4,5 1,7
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 1
7 4 1 5 2 6 3
CM.349

Fig. 5

B. *Asupra descoperirii defectelor* [4]. În cazul automatizării, semnalele electrice date de fluxul luminos reflectat au forma generală a unor trapeze corespunzînd variației suprafeței defectului față de aceea a spotului luminos. Sînt remarcate avantajele mărimii semnalului și a pantei semnalului pentru defectele alungite care înaintează sub spotul circular pe o direcție cît mai apropiată de perpendiculara la direcția lungimii lor. Acestea acoperă într-un același interval de timp o suprafață mai mare din cea corespunzătoare spotului luminos. Posibilitatea așezării defectelor alungite de grosime $\varepsilon << a$ cere și precauții :

— diametrul *a* al spotului luminos să fie mai mare decît distanța *e* între ramurile curbei $a > e = \frac{2\pi R}{N}$, urmărindu-se ca acestea să se întrepătrundă spre a se elimina complet posibilitatea existenței unor zone neexplorate pe suprafețele sferice. Desigur, această precauție este luată și pentru suplinirea eventualelor alunecări pe rolele de antrenare, ceea ce ar schimba forma curbelor teoretice de explorare ;

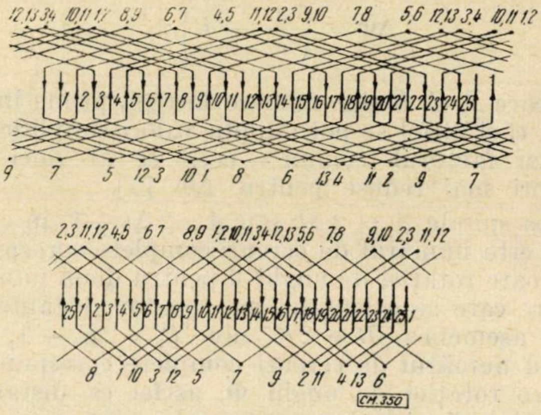

12,13 3,4 10,11 1,7 8,9 6,7 4,5 11,12 2,3 9,10 7,8 5,6 12,13 3,4 10,11 1,2
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25
9 7 5 12 3 10 1 8 6 13 4 11 2 9 7
2,3 11,12 4,5 6,7 8,9 1,2 10,11 3,4 12,13 5,6 7,8 9,10 2,3 11,12
25 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 1
8 1 10 3 12 5 7 9 2 11 4 13 6
CM.350

Fig. 6

— schimbarea polilor după o explorare completă a suprafeței sferice, urmată de o nouă explorare, pentru a se permite ca defectele alungite să aibă posibilitatea de a se așeza într-una din explorări în situația avantajoasă semnalată.

Pe de altă parte, procentul corpurilor sferice în care defectele alungite — cu lungimea *l* — se încadrează între două ramuri de curbă este redus. Într-adevăr, el este echivalent probabilității ca un astfel de defect luat la întîmplare pe suprafața sferică să se găsească între două meridiane, care, desfășurate în plan, au ecuațiile echivalente (fig. 7) :

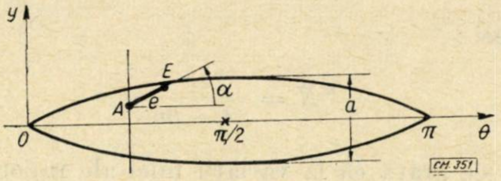

y
E
α
A
e
a
0
π/2
π
θ
CM.351

Fig. 7

$$y = \pm\,\frac{a}{2}\sin\theta. \quad (14)$$

Domeniul de cercetare este cuprins între $\frac{a}{2}\sin\theta$ și $-\frac{a}{2}\sin\theta$, unde $\theta \in (O, \pi)$, cu eliminarea regiunilor din vecinătatea polilor, în care totdeauna $\varepsilon > a \sin \theta$, respectiv $0 < \theta \leqslant \arcsin \frac{\varepsilon}{a}$ sau $\pi > \theta > \pi - \arcsin \frac{\varepsilon}{a}$, distribuția de probabilități fiind aceeași în toate celelalte domenii asemănătoare cuprinse între două meridiane. Poziția defectului este definită prin trei parametri cu valori arbitrare :

— originea defectului situată pe paralela θ sau abscisa $x = R\,\theta$;

— originea defectului situată la distanța y față de axa de simetrie a celor două meridiane ;

— înclinarea α a defectului față de axa de simetrie, cu variațiile restrînse la $0 \div \frac{\pi}{2}$.

Probabilitatea de a avea deodată cele trei evenimente este :

$$P = \iiint_D \frac{d\theta}{\pi} \cdot \frac{dy}{a \sin \theta} \cdot \frac{d\alpha}{\frac{\pi}{2}} . \tag{15}$$

Limitele de integrare se obțin din condiția ca întreg defectul să se afle între cele două curbe meridiane $\mathcal{D} < D$, iar calculul acestor integrale poate fi redus în cazurile interesante în practică, adică pentru :

$$a < l < 0{,}35\,R. \tag{16}$$

Pentru $l \simeq a$ avem $P = 0{,}22$, iar pentru $l > 3\,a$ avem $P \simeq 0$, ceea ce justifică afirmația de la început. Precauțiile menționate anulează, de asemenea, complet prezentarea unor situații dezavantajoase.

C. *Producerea rotațiilor*. [1], [2], [6], [7]. Considerînd numai rotațiile corpului sferic, antrenarea sa prin fricțiune se poate face în diferite feluri care prescriu valorile componentelor vitezelor pe axele fixe sau pe axele mobile. Pentru aceasta, în raport cu figura 8 rezultă :

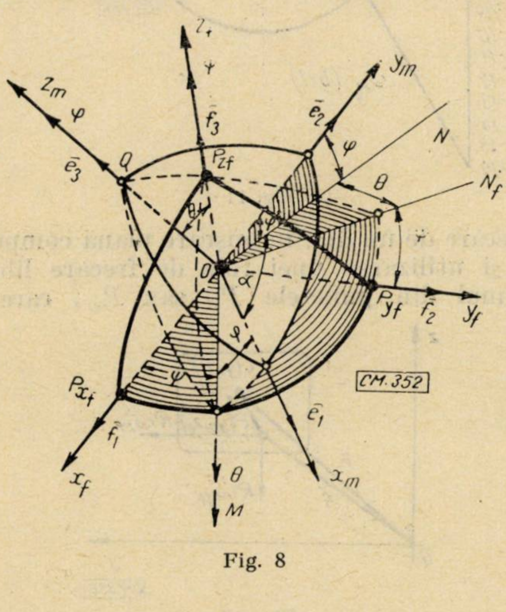


Fig. 8

— sistemul de axe fixe $0x_f\ y_f\ z_f$ ale cărui axe intersectează sfera în punctele P_{xf}, P_{yf}, P_{zf} unde se poate plasa spotul luminos :

— sistemul de axe mobile ox_m, y_m, z_m legat de sfera în mișcare. Ecuația unei curbe sferice în coordonate polare va fi de forma $\alpha = f(\theta)$, avînd drept punct generator P_{zf};

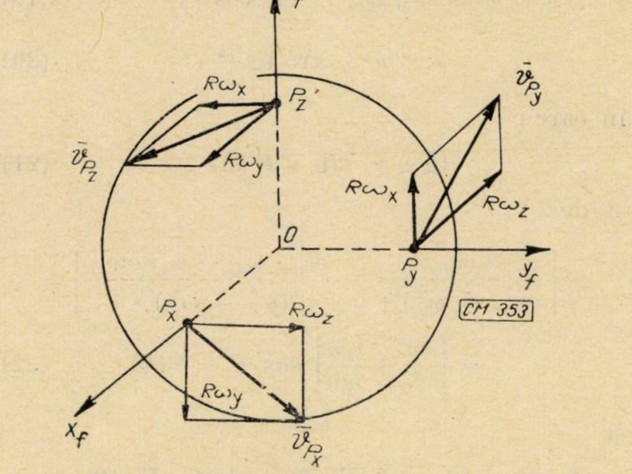


Fig. 9

— unghiurile Euler : ψ = precesia, φ = rotația proprie $\Phi = \frac{\pi}{2} - \varphi$ și θ = nutația.

Alegîndu-se prescrierea componentelor vitezei unghiulare pe axele fixe ω_{xf}, ω_{yf}, ω_{zf}, mișcarea se poate obține prin antrenarea cu roți de fricțiune în punctele P_{xf}, P_{yf}, P_{zf} etc. (fig. 9), în care vitezele periferice sînt :

$$\begin{aligned} \overline{v}_{P_{xf}} &= R\,(\omega_{zf2} - \omega_{yf} f_3)\,; \\ \overline{v}_{P_{yf}} &= R\,(\omega_{xf3} - \omega_{zf} \overline{f}_1)\,; \\ \overline{v}_{P_{zf}} &= R\,(\omega_{yf1} - \omega_{xf}\,\overline{f}_2)\,. \end{aligned} \tag{17}$$

În mod normal, pentru determinarea componentelor ω_{xf}, ω_{yf}, ω_{zf} trebuie să fie prescrise trei mărimi scalare, oricare dintre componentele vitezelor punctelor P_{xf}, P_{yf}, P_{zf}. Din cauza pozițiilor particulare ale punctelor se impune utilizarea numărului necesar de componente din cel puțin două puncte.

Trebuie observat totodată, că ecuația curbei sferice $\alpha = f(\theta)$ sau $\varphi = F(\theta)$ poate cere componentele vitezei unghiulare variabile, rezultînd și $\overline{v}_{P_{xf}}$, $\overline{v}_{P_{yf}}$, $\overline{v}_{P_{zf}}$ variabile.

Chiar dacă două dintre componentele vectorului ϖ ar fi constante, numai viteza unui punct P ar fi constantă.

Ecuațiile de calcul sînt :

$$\begin{aligned} \varphi &= F(\theta)\,; \\ \omega_{xf} &= [\cos \psi + \sin \theta \sin \psi\, F'(\theta)]\,\dot{\theta}\,; \\ \omega_{yf} &= [\sin \psi - \sin \theta \cos \psi\, F'(\theta)]\,\dot{\theta}\,; \\ \omega_{zf} &= \dot{\psi} + \cos \theta\, F'(\theta)\,\dot{\theta}, \end{aligned} \tag{18}$$

care leagă între ele șase mărimi ω_{xf}, ω_{yf}, ω_{zf}, ψ, φ, θ. Alegerea arbitrară a trei dintre aceste mărimi presupune îndeplinirea unei condiții de compatibilitate. Din primele două ecuații se găsește :

$$\dot{\theta} = \pm \sqrt{\omega_{xf}^2 + \omega_{yf}^2}\cos u ; \tag{19}$$

$$\psi = u + \operatorname{arc\,tg}\frac{\omega_{yf}}{\omega_{xf}}, \tag{20}$$

în care :

$$\operatorname{tg} u = \sin\theta\, F'(\theta) \tag{21}$$

și deci :

$$\pm\left[\frac{\omega_{zf}}{(\omega_{xf}^2 + \omega_{yf}^2)^{1/2}} + \frac{\dot{\omega}_{xf}\cdot\omega_{yf} - \dot{\omega}_{yf}\cdot\omega_{xf}}{(\omega_{xf}^2 + \omega_{yf}^2)^{3/2}}\right] = \left[\frac{du}{d\theta} + \frac{\operatorname{tg} u}{\operatorname{tg}\theta}\right]\cos u = \mathfrak{F}(\theta) \tag{22}$$

și

$$\mathfrak{F}(\theta) = [2\cos\theta\cdot F'(\theta) + \sin\theta\cdot F''(\theta) + \cos\theta\cdot\sin^2\theta\cdot F'^3(\theta)]\cos^3 u. \tag{23}$$

Cunoașterea curbelor $\varphi = F(\theta)$ dă posibilitatea alegerii a două viteze, de preferință constante, și a determinării celei de-a treia, care, în general, va fi variabilă. Funcția $\mathfrak{F}(\theta)$ este :

— pentru spirala $\varphi = \frac{\pi}{2} - m\,\theta$ sau $\theta = n\psi$ cu $m = \frac{1}{n}$ și $\Phi = \frac{\pi}{2} - \varphi$,

$$\mathfrak{F}(\theta) = -\frac{[2n^2 + \sin^2\theta]\cos\theta}{[n^2 + \sin^2\theta]^{3/2}} \simeq -\frac{2}{n}\cos\theta, \tag{24}$$

dacă $n \gg 1$;

— pentru sinusoida $\varphi = \frac{\pi}{2} - m \arcsin\left(\frac{2\theta}{\pi} - 1\right)$ sau $\theta = \frac{\pi}{2}[1 + \sin n\,\Phi]$,

$$\mathfrak{F}(\theta) = -\frac{[2n^2\theta(\pi - \theta) + \sin^2\theta]\cos\theta - n^2\sin\theta\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)}{[n^2\theta(\pi - \theta) + \sin^2\theta]^{3/2}}. \tag{25}$$

Pentru $n \to 0$, $m \gg 1$, ambele funcții tind să se confunde cu $\mathfrak{F}(\theta) = 1/\operatorname{tg}\theta$.

Realizarea componentelor vitezei unghiulare prin antrenarea corpului sferic de roți de fricțiune (de aceeași rază) așezate în punctele P_{yf} și P_{zf} în cazul $\omega_{zf} = 0$ (fig. 10), de direcție constantă, cere ca raportul vitezelor unghiulare Ω_{P_y} și Ω_{P_z} să fie variabil, astfel :

$$\frac{\Omega_{Py}}{\Omega_{Pz}} = \frac{\omega_{zf}}{\omega_{yf}} = \mathfrak{F}(\theta). \tag{26}$$

Desigur, se pot considera ambele viteze cu variații acceptabile sau numai una din ele, cealaltă fiind constantă (fig. 11).

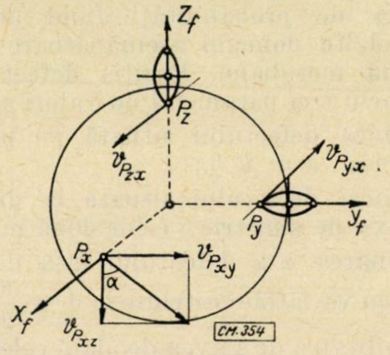


Fig. 10

Realizarea mișcărilor prin înscrierea vitezei din punctul P_{xf} (fig. 10) de coordonate (Y_0Z_0) față de axele fixe OYZ (fig. 12), prin contact

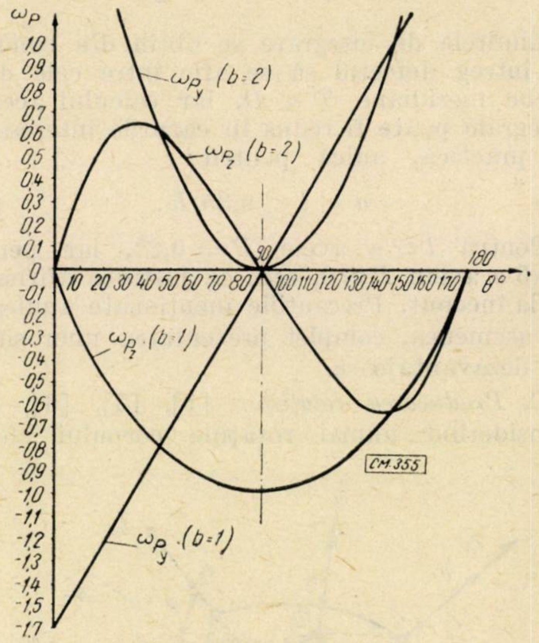


Fig. 11

cu frecare de un disc în mișcare plană compusă, cere și utilizarea unei role de frecare libere, într-unul din punctele P_{zf} sau P_{yf}, care să

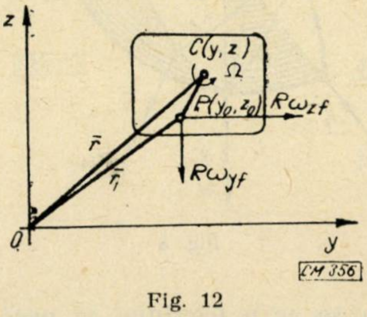


Fig. 12

mențină direcția constantă a vitezelor din aceste puncte, astfel ca $\omega_{xf} = 0$ să fie determinat [1].

Ecuațiile de calcul sînt obținute din mișcarea discului, cu $\overline{v}_C$ viteza centrului C și Ω viteza unghiulară, astfel :

$$v_{P_{x(y)}} = R\omega_{zf} = v_{C_y} + \Omega\,(Z - Z_0)\,; \qquad (27)$$

$$v_{P_{x(z)}} = -\,R\omega_{yf} = v_{C_z} - \Omega\,(Y - Y_0),$$

precum și din condițiile de descriere a curbelor plane, adică :

$$\omega_{zf} = \omega_{yf} \cdot \mathfrak{F}\,(\theta), \qquad (28)$$

$$\dot{\theta} = \omega_{yf} \cdot \cos\, u.$$

Din ecuațiile (27) și (28) se obțin :

$$\frac{\mathrm{d}\,Y}{\mathrm{d}\theta} + \nu Z = R\,\frac{\mathfrak{F}(\theta)}{\cos u} = R\left(\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}\theta} + \frac{\operatorname{tg} u}{\operatorname{tg}\,\theta}\right), \qquad (29)$$

$$\frac{\mathrm{d}Z}{\mathrm{d}\theta} - \nu\,Y = R\,\frac{1}{\cos u},$$

în care s-a luat $Y_0 = Z_0 = 0$ fără să se micșoreze generalitatea.

Dacă discul are numai mișcare de translație $\nu = \dfrac{\Omega}{\dot{\theta}} = 0$, centrul său descrie, pentru spirala sferică, o curbă de ecuație :

$$Y = R\,[m \sin\,\theta + \operatorname{arc\,tg}\,(m\,\sin\theta)]\,; \qquad (30)$$

$$Z = R\sqrt{1 + m^2}\;\mathrm{E}\left[\frac{\pi}{2} - \varphi, \frac{m}{\sqrt{1 + m^2}}\right], \qquad (31)$$

unde prin $E\,(\varphi, k)$ se înțelege integrala eliptică de speța a doua. Pentru valori mari ale parametrului $m \gg 1$, traiectoriile diferitelor puncte ale discului în translație sînt aproximativ cercuri, iar pentru $n = \dfrac{1}{m} \gg 1$ curbele sînt aproximativ cosinusoide de amplitudine mică. Dacă discul are numai mișcare de rotație oarecare $\dfrac{\mathrm{d}\,Y}{\mathrm{d}\,\theta} = 0, \dfrac{\mathrm{d}Z}{\mathrm{d}\theta} = 0$, centrul său fiind fix, $Y = C_y$, $Z = C_z$, trebuie îndeplinită relația :

$$\frac{Z}{Y} = \frac{C_z}{C_y} = \mathfrak{F}\,(\theta) = \text{ctă}. \qquad (32)$$

Dacă centrul discului descrie o dreaptă se obține :

— pentru axa OZ, $Y = 0$ și

$$Z = -\,R\int_0^\theta \sqrt{1 + \sin^2\xi\;\varphi'^2\,(\xi)}\,\mathrm{d}\,\xi, \qquad (33)$$

astfel că :

$$\dot{\theta} = \frac{\Omega \cdot Z\,(\theta)}{R\cdot\mathfrak{F}(\theta)\cdot\sqrt{1 + \sin^2\theta\cdot\varphi'^2\,(\theta)}}, \qquad (34)$$

obținînd pentru spirala sferică :

$$Z = R\sqrt{1 + m^2}\;E\left(\frac{\pi}{2} - \varphi, \frac{m}{\sqrt{1 + m}}\right); \qquad (35)$$

— pentru axa OY, $Z = 0$ și

$$Y = R\int_0^\theta \sqrt{1 + \sin^2\,\xi\cdot\varphi'^2\,(\xi)}\,\mathfrak{F}\,(\xi)\,\mathrm{d}\,\xi, \qquad (36)$$

astfel că :

$$\dot{\theta} = \frac{\Omega\cdot Y\,(\theta)}{R\sqrt{1 + \sin^2\theta\cdot\varphi'^2\,(\theta)}}, \qquad (37)$$

ceea ce pentru spirala sferică dă :

$$Y = R\,[m \sin\,\theta + \operatorname{arc\,tg}\,(m \sin\theta)]. \qquad (38)$$

Deplasarea centrului discului se poate face cu o camă, cu viteza de rotație constantă $\dot{\theta}_C$, astfel că legătura între unghiul de rotație θ_C al camei și parametrul θ din formulele deplasării pe axa OY (36) sau pe axa OZ (33) este :

$$\theta_c = \int\frac{\dot{\theta}_c}{\dot{\theta}}\,\mathrm{d}\,\theta = \frac{R\dot{\theta}_c}{\Omega}\int\frac{\mathfrak{F}\,(\theta)\sqrt{1 + \sin^2\theta\cdot\varphi'^2\,(\theta)}}{Z\,(\theta)}\,\mathrm{d}\theta \qquad (39)$$

sau

$$\theta_c = \frac{R\,\dot{\theta}_c}{\Omega}\int\frac{\sqrt{1 + \sin^2\theta\cdot\varphi'^2\,(\theta)}}{Y\,(\theta)}\,\mathrm{d}\,\theta. \qquad (40)$$

Utilizîndu-se prescrierea componentelor vitezei unghiulare pe axele mobile [1], [2] sau în particular pentru $\dot{\psi}$, $\dot{\varphi}$, și $\dot{\theta}$, ecuațiile parametrice ale curbei sferice, descrisă de punctul P_{zf} sînt :

$$\varphi = \int\dot{\varphi}\,(t)\,\cdot\,\mathrm{d}t\,; \qquad (41)$$

$$\theta = \int\dot{\theta}\cdot(t)\,\mathrm{d}t.$$

Curba este independentă de valoarea unghiului ψ. Invers, cunoscînd curba $\varphi = F(\theta)$ pentru vitezele unghiulare $\dot{\varphi}$ și $\dot{\theta}$, se obține legătura :

$$\dot{\varphi} = F'\,(\theta)\,\dot{\theta}, \qquad (42)$$

— pentru spirală, $\dot{\varphi} = -\,m\,\dot{\theta}\,$;

— pentru sinusoidă, $\dot{\varphi} = -\dfrac{m}{\sqrt{\theta\,(\pi - \theta)}}\,\dot{\theta}.$

Se remarcă din nou avantajul spiralei care poate fi realizată cu viteza $\dot{\varphi}$ și $\dot{\theta}$ constante. Mecanismul de antrenare produce cu ajutorul unor role de fricțiune o rotație în jurul unei axe orizontale mobile Z_m, cu viteza $\dot{\varphi}$ și apoi cu întreg ansamblul o rotație în jurul axei verticale fixe x_f, cu viteza $\dot{\theta}$ (avînd $\dot{\psi} = 0$) (fig. 13). Schema mecanismului din figura 14 prevede pentru sistemul optic o mișcare de rotație în jurul axei verticale $\dot{\theta}$, rolele de fricțiune imprimînd corpului sferic numai o mișcare de rotație în jurul unei axe orizontale $\dot{\varphi}$, fixe în spațiu. O altă variantă prevede pentru sistemul optic o mișcare oscilatorie de rotație de 180° + 2α (fig. 15).

Viteza de parcurgere a curbei este:

$$v = R\sqrt{\dot{\theta}^2 + \sin^2\theta\cdot\dot{\varphi}^2}, \tag{43}$$

devenind în cazul spiralei:

$$v = R\sqrt{1 + m^2\sin^2\theta}\cdot\dot{\theta} \tag{44}$$

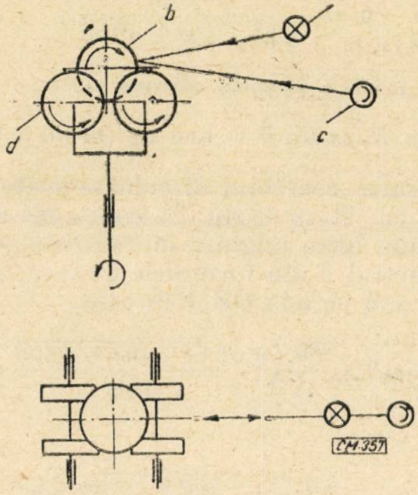


Fig. 13

sau în cazul sinusoidei:

$$v = R\sqrt{1 + \frac{m^2}{\theta(\pi - \theta)}\sin^2\theta}\;\dot{\theta}, \tag{45}$$

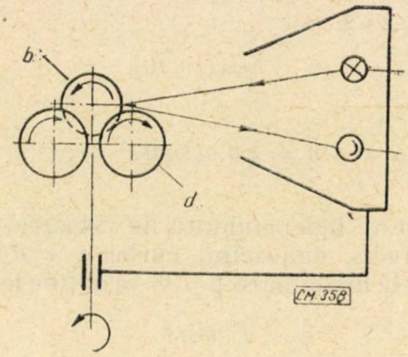


Fig. 14

ceea ce cere, pentru ca v să fie aproximativ constantă, $m\to 0$, dacă $\dot{\theta}$ este constantă.

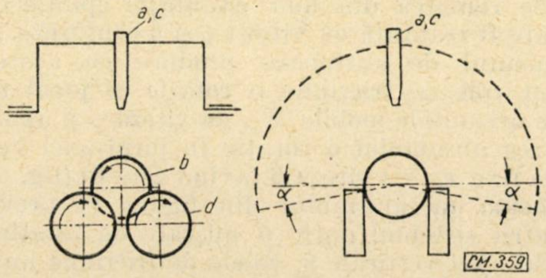


Fig. 15

D. *Mecanismele automatului.* Utilizînd ca mecanism de acţionare mecanismul din figura 16, care funcţionează pe baza imprimării bilei de rulment a unei mişcări în jurul axei orizontale mobile φ şi în ansamblu o rotaţie în jurul axei verticale fixe θ, pentru spirala sferică $\varphi = m\theta$, legătura între cele două mişcări se obţine pe baza transmisiilor cu roţi dinţate conice şi cilindrice. Întrebuinţînd rapoartele de transmitere intermediare, se obţine raportul de transmitere m necesar, astfel:

$i_1 = \dfrac{\dot{\varphi}}{\omega_r}$ — raportul dintre viteza unghiulară a bilei faţă de axa orizontală şi viteza unghiulară a rolelor de conducere;

$i_2 = \dfrac{\omega_r}{\omega_k}$ — raportul dintre viteza unghiulară a rolelor de conducere şi viteza unghiulară a roţii conice cu axa orizontală;

$i_3 = \dfrac{\omega}{\dot{\theta}}$ — raportul dintre viteza unghiulară a roţii conice cu axa verticală şi viteza unghiulară a bilei faţă de axa verticală.

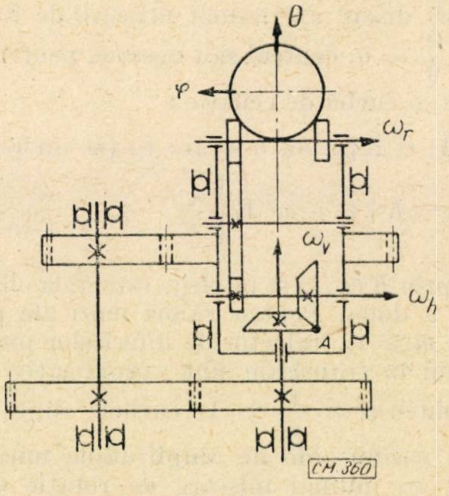


Fig. 16

Deoarece roţile conice sînt egale, pe baza sensurilor vitezelor din figura 16 rezultă:

$$\omega_r = \omega_k + \dot{\theta} \tag{46}$$

şi deci

$$m = i_1 i_2 (i_3 - 1). \tag{47}$$

Partea superioară care cuprinde roţile de fricţiune poate fi uşor schimbabilă pentru realizarea diferitelor rapoarte m, prin variaţia raportului i_1, în funcţie de diametrul bilei explorate.

Mecanismul de alimentare cuprinde un disc cu locaşuri, care aduce intermitent bilele pe mecanismul de explorare. Acţionarea discului se face prin intermediul unei cruci de Malta, al cărei buton de acţionare are o turaţie egală cu turaţia lentă a bilei. După ce bila a fost cercetată, acelaşi disc o îndreaptă spre un canal cu două deschideri, pentru bile bune sau rele, cu clapete comandate de sistemul electronic al instalaţiei.

Asigurarea unui contact sigur între rolele de antrenare şi bila de rulment se poate obţine prin apăsare cu role, cu ajutorul unui jet de aer sau chiar prin utilizarea forţei magnetice.

---

[1] *Artobolevschi, I. I.* Mehanismî. Moscova, Akad. Nauk S.S.S.R., 1949.

[2] *Pelecudi, Chr., Bogdan, R. C.,* şi *Calmaciuc, L.* Consideraţii asupra mişcării sferei cu centru fix pentru controlul automat al suprafeţei. În : Stud., cercet. mec. apl. **XIII**, nr. 3, 1962

[3] *Bogdan, R. C., Pelecudi, Chr.* şi *Calmaciuc, L.* Asupra unor curbe sferice şi a mecanismelor necesare producerii lor. In : Stud., cercet. mec. apl. **XIII**, nr. 1, 1962.

[4] *Pelecudi, Chr.* Asupra mecanismelor utilizate pentru controlul automat al suprafeţelor pieselor sferice. In : Stud., cercet. mec. apl. **XIV**, nr. 5, 1963.

[5] *Pelecudi, Chr.* Consideraţii de probabilitate asupra descoperirii defectelor suprafeţelor sferice. In : Stud., cercet. mec. apl. **XV**, nr. 1, 1964.

[6] *Pelecudi, Chr.* Caracteristicile generale, cinematice şi dinamice ale mecanismului de control automat al suprafeţelor corpurilor sferice. In : Stud., cercet. mec. apl. **XVI**, nr. 1, 1965.

[7] *Bielicki, H.* Kontrola wad pawiertchniwoych kulek w przemysle tozysk tocnych i jej automatyzacja. In : Przeglad Mechaniczny, nr. 21, 1962.

[8] *Stloukal, I.* Machines automatiques pour le contrôle visuel des billes pour roulments. In : L'industrie lourde tchécoslovaque, nr. 11, 1962.

CZ 621.833.28

Angrenarea flancurilor şi concluzii privind mărirea capacităţii portante la angrenajele melcate globoidale de tip Cone

DESIDERIU MAROŞ şi N. ORLANDEA

Cele mai uzuale angrenaje globoidale în construcţia de maşini sînt cele de tip Cone, cu profilul melcului din secţiunea sa axială rectiliniu.

Pentru a scoate în evidenţă calităţile acestui tip de angrenaj, superior celui cu melc cilindric, şi pentru a determina posibilităţile respective din punctul de vedere al măririi capacităţii portante, se va studia în primul rînd geometria acestui tip de angrenaj.

În cazul clasic, flancul melcului globoidal cu profil rectiliniu în secţiunea axială (fig. 1, *a.*) este generat de dreapta *d*, conţinută în planul cercului său de divizare considerat fix, la rotaţia dreptei în jurul centrului acestui cerc cu viteza unghiulară ω_2 şi la rotaţia simultană a melcului în jurul axei sale cu viteza unghiulară ω_1, astfel încît raportul de transmitere este :

$$i = i_{12} = \frac{1}{i_{21}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2} = \text{const.} \qquad (1)$$

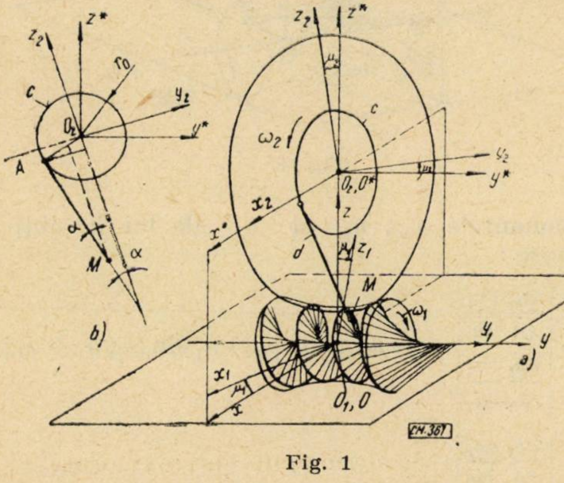


Fig. 1

Dreptele generatoare ale flancului drept şi stîng, identice la prelucrarea prin strunjire cu muchiile aşchietoare ale unui cuţit, sînt tangente la un cerc *c* de rază r_0, denumit *cerc al profilului* determinînd între ele unghiul 2α.

Considerînd trei sisteme de axe de coordonate : $x_1 y_1 z_1$ legat de melc, $x_2 y_2 z_2$ legat de dreapta generatoare şi xyz legat de sistemul fix, prin intermediul sistemului fix auxiliar $x^* y^* z^*$, se pot deduce următoarele formule de transformare (fig. 2) :

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= x^* \cos\mu_1 + (z^* + A)\sin\mu_1 \\ y_1 &= y^* \\ z_1 &= (z^* + A)\cos\mu_1 - x^*\sin\mu_1 \end{aligned}\right\}$$

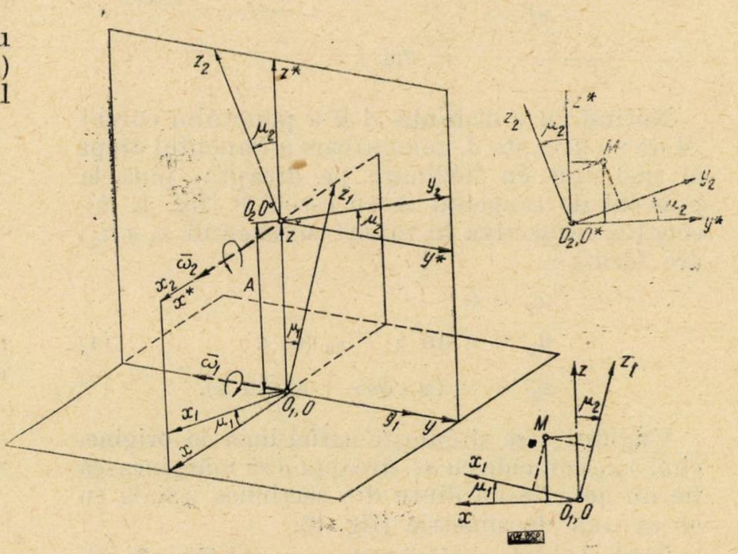


Fig. 2

şi

$$\left.\begin{aligned} x^\star &= x_2 \\ y^\star &= y_2 \cos \mu_2 - z_2 \sin \mu_2 \\ z^\star &= z_2 \cos \mu_2 + y_2 \sin \mu_2 \end{aligned}\right\}, \tag{2}$$

de unde :

$$\begin{aligned} x_1 &= x_2 \cos \mu_1 + z_2 \cos \mu_2 \sin \mu_1 + y_2 \sin \mu_2 \sin \mu_1 + \\ &\quad + A \sin \mu_1 ; \\ y_1 &= y_2 \cos \mu_2 - z_2 \sin \mu_2 ; \qquad (3) \\ z_1 &= z_2 \cos \mu_2 \cos \mu_1 + y_2 \sin \mu_2 \cos \mu_1 - x_2 \sin \mu_1 + \\ &\quad + A \cos \mu_1 . \end{aligned}$$

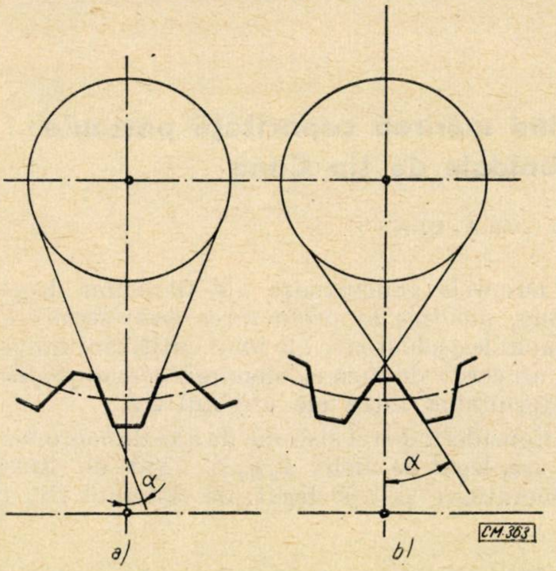


Fig. 3

Notînd cu u distanţa AM a punctului curent M de pe dreapta d, generatoare a flancului drept al melcului cu înclinare pe dreaptă, pînă la punctul de tangenţă A cu cercul c (fig. 1, *b*), ecuaţia respectivă în raport cu sistemul $x_2 y_2 z_2$, are forma :

$$\begin{aligned} x_2 &= 0 ; \\ y_2 &= u \sin \alpha - r_0 \cos \alpha ; \qquad (4) \\ z_2 &= -(u \cos\alpha + r_0 \sin \alpha). \end{aligned}$$

Unghiul α se stabileşte astfel încît la origine, cînd $o_2 z_2$ coincide cu oz, dreapta d să mărginească fie un gol, fie un dinte din secţiunea axială cu oz ca axă de simetrie (fig. 3).

Cînd dreapta mărgineşte un gol (fig. 3, *a*), α este identic cu semiunghiul la vîrf al profilului generator, iar valoarea sa se determină din relaţia :

$$\alpha = \alpha_0 - \frac{p}{2D_{02}}, \tag{5}$$

în care α_0 reprezintă unghiul corespunzător jumătăţii arcului teoretic al roţii, îmbrăcat de melc.

Cînd dreapta mărgineşte un dinte (fig. 3, *b*), α are valoarea mai mare şi se calculează cu relaţia (5) în care se introduce în loc de semnul $-$, semnul $+$.

Înlocuind în relaţia (3) şi ţinînd seamă de relaţia (1)se obţine ecuaţia parametrică a flancului melcului raportată la sistemul $x_1 y_1 z_1$:

$$\begin{aligned} x_1 &= \sin \mu_1 [A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)] ; \\ y_1 &= u \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - r_0 \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha) ; \qquad (6) \\ z_1 &= \cos \mu_1 [A - r_0 \sin (i_{12} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)]. \end{aligned}$$

Pentru $\mu_1 = \text{const.}$ acest sistem reprezintă ecuaţiile parametrice ale dreptei generatoare, iar pentru $u = \text{const.}$ ecuaţiile elicei de intersecţie a flancului şi a torului circular cu axa oy_1, generat prin rotaţia în jurul axei oy_1 a cercului de rază $R_0 = \sqrt{r_0^2 + u^2}$ cu centrul în O_2.

Se porneşte de la considerentul că vectorul normal la flancul melcului, într-un punct al liniei de contact, este normal pe viteza relativă corespunzătoare, adică $\overline{n} \cdot \overline{v} = 0$ sau :

$$n_{x_1} v_{x_1} + n_{y_1} v_{y_1} + n_{z_1} v_{z_1} = 0. \tag{6'}$$

Cu ajutorul relaţiilor geometrice [5] şi ţinînd seamă de expresia (3) se calculează mai întîi

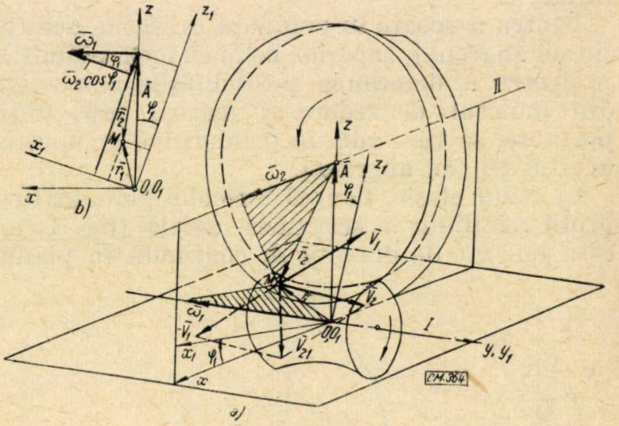


Fig. 4

componentele n_{x1}, n_{y1} şi n_{z1} ale lui $\overline{n}$, obţinîndu-se :

$$\begin{aligned} n_{x1} &= \begin{vmatrix} \dfrac{\partial y_1}{\partial u} & \dfrac{\partial z_1}{\partial u} \\ \dfrac{\partial y_1}{\partial \mu_1} & \dfrac{\partial z_1}{\partial \mu_1} \end{vmatrix} = -u\, i_{21} \cos \mu_1 + x_1 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) ; \\ n_{y1} &= \begin{vmatrix} \dfrac{\partial z_1}{\partial u} & \dfrac{\partial x_1}{\partial u} \\ \dfrac{\partial z_1}{\partial \mu_1} & \dfrac{\partial x_1}{\partial \mu_1} \end{vmatrix} = \cos (i_{21} + \alpha) [A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \\ &\quad + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)] ; \qquad (7) \\ n_{z1} &= \begin{vmatrix} \dfrac{\partial x_1}{\partial u} & \dfrac{\partial y_1}{\partial u} \\ \dfrac{\partial x_1}{\partial \mu_1} & \dfrac{\partial y_1}{\partial \mu_1} \end{vmatrix} = u\, i_{21} \sin \mu_1 + z_1 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha). \end{aligned}$$

Din figura 5, *a* se poate deduce viteza relativă $\bar{v}$ a unui punct M aparţinînd roţii, faţă de acelaşi punct aparţinînd melcului, în faza mişcării determinate de unghiul de rotaţie φ_1 al melcului :

$$\bar{v} = \bar{v}_{21} = \bar{v}_2 - \bar{v}_1 = \overline{\omega}_2 \times (\bar{r}_1 - \overline{A}) - \overline{\omega}_1 \times \bar{r}_1. \quad (8)$$

Proiectînd această ecuaţie vectorială pe axele sistemului $x_1 y_1 z_1$, folosind pentru aceasta şi figura 5, *b* şi ţinînd seamă de relaţia (1), se obţine :

$$\bar{v} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \omega_2 \cos \varphi_1 & 0 & -\omega_2 \sin \varphi_1 \\ x_1 - A \sin \varphi_1 & y_1 & z_1 - A \cos \varphi_1 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & -\omega_1 & 0 \\ x_1 & y_1 & z_1 \end{vmatrix} \quad (9)$$

şi :

$$\begin{aligned} v_{x1} &= \omega_1 (z_1 + y_1 i_{21} \sin \varphi_1); \\ v_{y1} &= \omega_1 i_{21} (A - x_1 \sin \varphi_1 - z_1 \cos \varphi_1); \quad (10) \\ v_{z1} &= \omega_1 (i_{21} y_1 \cos \varphi_1 - x_1). \end{aligned}$$

Ţinînd seamă de relaţiile (1), (7), şi (10), relaţia (6′) devine :

$$y_1 (n_{x1} \sin \varphi_1 + n_{z1} \cos \varphi_1) - i_{12} (n_{z1} x_1 - n_{x1} z_1) + \\ + n_{y1} (A - x_1 \sin \varphi_1 - z_1 \cos \varphi_1) = 0. \quad (11)$$

Din relaţiile (6) şi (7) se pot deduce următoarele forme :

$$\begin{aligned} & n_{x1} \sin \varphi_1 + n_{z1} \cos \varphi_1 = u\, i_{21} \sin (\mu_1 - \varphi_1) + \\ & \quad + \Delta \cos (\mu_1 - \varphi_1) \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha); \\ & i_{21} (n_{z1} x_1 - n_{x1} z_1) = u\, [A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \\ & \quad + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)] = u\, \Delta; \\ & n_{y1} (A - x_1 \sin \varphi_1 - z_1 \cos \varphi_1) = \Delta \cos (i_{21} \mu_1 + \\ & \quad + \alpha) [A - \Delta \cos (\mu_1 - \varphi_1)], \quad (12) \end{aligned}$$

unde :

$$\Delta = A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha). \quad (13)$$

Notînd :

$$\mu_1 - \varphi_1 = \psi \quad (14)$$

şi înlocuind în relaţia (11) aceste valori şi valoarea lui y_1 dată de relaţia (6) şi ţinînd seamă şi de relaţia (13), se obţine :

$$\begin{aligned} & u^2 [(1 - \cos \psi) \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha) + i_{21} \sin \psi \sin (i_{21} \mu_1 + \\ & + \alpha)] + u \{r_0 [(1 - \cos \psi) \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - \\ & - i_{21} \sin \psi \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)] - A (1 - \cos \psi) [1 + \\ & + \cos^2 (i_{21} \mu_1 + \alpha)]\} + A \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha) (1 - \\ & - \cos \psi) [A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha)] = 0. \quad (15) \end{aligned}$$

Această ecuaţie, care reprezintă relaţia de dependenţă între parametrii μ_1 şi u pentru punctele caracteristicii în faza determinată de unghiul de rotaţie φ_1, se poate aduce la forma :

$$2 \sin \frac{\psi}{2} (M u^2 + N u + P) = 0, \quad (16)$$

unde :

$$\begin{aligned} M &= \sin \frac{\psi}{2} \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha) + \\ & \quad + i_{21} \cos \frac{\psi}{2} \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha); \\ N &= r_0 \Big[\sin \frac{\psi}{2} \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - \\ & \quad - i_{21} \cos \frac{\psi}{2} \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)\Big] - \\ & \quad - A \sin \frac{\psi}{2} [1 + \cos^2 (i_{21} \mu_1 + \alpha)]; \\ P &= A \sin \frac{\psi}{2} \cos (i_{21} \mu_1 + \\ & \quad + \alpha) [A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha)]. \quad (17) \end{aligned}$$

Dat fiind că suprafeţele de înfăşurare reciprocă şi suprafaţa de angrenare pot fi considerate ca generate de curba caracteristică, ecuaţia (6) reprezintă, atunci cînd între parametrii μ_1 şi u există relaţia de dependenţă (16), şi ecuaţia curbei caracteristice în sistemul $x_1 y_1 z_1$, corespunzătoare fazei considerate φ_1.

Evident, curba caracteristică astfel definită se poate raporta şi la sistemul fix xyz, obţinîndu-se astfel ecuaţia suprafeţei de angrenare, sau la sistemul $x_2 y_2 z_2$ legat de roată, obţinîndu-se astfel ecuaţia flancului dintelui roţii.

Pentru a ajunge la aceste forme, cu ajutorul figurii 2, considerînd $\mu_1 = \varphi_1$ şi $\mu_2 = \varphi_2$, se vor deduce relaţiile de transformare de la sistemul $x_1 y_1 z_1$ la xyz şi la $x_2 y_2 z_2$. Se obţine :

$$\begin{aligned} x &= x_1 \cos \varphi_1 - z_1 \sin \varphi_1; \\ y &= y_1; \quad (18) \\ z &= x_1 \sin \varphi_1 + z_1 \cos \varphi_1. \end{aligned}$$

La fel :

$$\left.\begin{aligned} x_2 &= x^{\star} \\ y_2 &= z^{\star} \sin \varphi_2 + y^{\star} \cos \varphi_2 \\ z_2 &= z^{\star} \cos \varphi_2 + y^{\star} \sin \varphi_2 \end{aligned}\right\}$$

şi

$$\left.\begin{aligned} x^{\star} &= x_1 \cos \varphi_1 - z_1 \sin \varphi_1 \\ y^{\star} &= y_1 \\ z^{\star} &= x_1 \sin \varphi_1 + z_1 \cos \varphi_1 - A \end{aligned}\right\}. \quad (19)$$

Din relaţia (18), ţinînd seamă că $\varphi_2 = i_{21} \varphi_1$, rezultă :

$$\begin{aligned} x_2 &= x_1 \cos \varphi_1 - z_1 \sin \varphi_1; \\ y_2 &= x_1 \sin \varphi_1 \sin i_{21} \varphi_1 + z_1 \cos \varphi_1 \sin i_{21} \varphi_1 + \\ & \quad + y_1 \cos i_{21} \varphi_1 - A \sin i_{21} \varphi_1; \quad (20) \\ z_2 &= x_1 \sin \varphi_1 \cos i_{21} \varphi_1 + z_1 \cos \varphi_1 \cos i_{21} \varphi_1 - \\ & \quad - y_1 \sin i_{21} \varphi_1 - A \cos i_{21} \varphi_1. \end{aligned}$$

Înlocuind în relaţia (18) valorile lui $x_1 y_1 z_1$ date de relaţia (6), rezultă ecuaţia suprafeţei de angrenare de forma :

$$\begin{aligned} x &= \sin \psi \left[A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)\right]; \\ y &= u \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - r_0 \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha); \qquad (21) \\ z &= \cos \psi \left[A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)\right]. \end{aligned}$$

Înlocuind aceleaşi valori ale lui $x_1 y_1$ şi z_1 în relaţia (19), se obţine ecuaţia flancului dintelui roţii de forma :

$$\begin{aligned} x_2 &= \sin \psi \left[A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)\right]; \\ y_2 &= u \left[\cos i_{21} \varphi_1 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - \cos (i_{21} \mu_1 + \right. \\ &\left. + \alpha) \cos \psi \sin i_{21} \varphi_1)\right] - r_0 \left[\cos \psi \sin i_{21} \varphi_1 \sin (i_{21} \mu_1 + \right. \\ &\left. + \alpha) + \cos i_{21} \varphi_1 \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)\right] + \\ &+ A \left[\cos \psi \sin i_{21} \varphi_1 - \sin i_{21} \varphi_1\right]; \qquad (22) \\ z_2 &= - u \left[\cos (i_{21} \mu_1 + \alpha) \cos i_{21} \varphi_1 \cos \psi + \right. \\ &\left. + \sin i_{21} \varphi_1 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha)\right] - A (\cos i_{21} \varphi_1 - \\ &- \cos \psi \cos i_{21} \varphi_1) - r_0 \left[\cos i_{21} \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) \right. \\ &\left. \cos \psi - \sin i_{21} \varphi_1 \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha)\right]. \end{aligned}$$

Cei doi parametri independenţi care determină suprafeţele de angrenare şi ale flancului roţii definite de relaţiile (21) şi (22) sînt μ_1 şi φ_1, întrucît parametrul ψ rezultă ca funcţie de μ_1 şi φ_1 din relaţia (13), iar parametrul u se obţine tot ca funcţie de μ_1 şi φ_1 din ecuaţia de gradul doi $Mu^2 + Nu + P = 0$ a sistemului (16) şi (17).

Această ecuaţie avînd două rădăcini, rezultă două suprafeţe de angrenare şi două flancuri înfăşurate, dintre care însă numai una este compatibilă cu problema pusă.

Sistemul (16) se verifică pentru $\psi = \mu_1 - \varphi_1 = 0$.

Înlocuind aceasta în relaţiile (20) rezultă :

$$\begin{aligned} x &= 0; \\ y &= u \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - r_0 \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha); \qquad (23) \\ z &= A - r_0 \sin (i_{21} \mu_1 + \alpha) - u \cos (i_{21} \mu_1 + \alpha), \end{aligned}$$

sau, după confruntarea ultimelor două ecuaţii :

$$x = 0;$$

$$z = - y \operatorname{ctg} (i_{21} y_1 + \alpha) + A - \frac{r_0}{\sin (i_{21} \mu_1 + \alpha)}. \qquad (24)$$

Aceasta reprezintă o familie de drepte tangente la cercul profilului, conţinute în planul $x = 0$.

Înlocuind $\psi = 0$ în relaţiile (21), rezultă :

$$\begin{aligned} x_2 &= 0; \\ y_2 &= u \sin \alpha - r_0 \cos \alpha; \qquad (25) \\ z_2 &= - u \cos \alpha - r_0 \sin \alpha, \end{aligned}$$

sau :

$$x_2 = 0; \quad z_2 = - \operatorname{ctg} \alpha \cdot y_2 - \frac{r_0}{\sin \alpha}, \qquad (26)$$

ceea ce reprezintă tocmai ecuaţia dreptei generatoare din planul $x_2 = 0$.

În concluzie, la angrenajele globoidale cu profile rectilinii în secţiunea axială, există două suprafeţe de angrenare, dintre care una se confundă cu planul dreptei generatoare, adică cu planul median al roţii, iar cealaltă este o suprafaţă strîmbă dată de ecuaţiile (21). Aceste două suprafeţe se vor intersecta după axa Oy şi Oz. Flancul înfăşurat reprezintă de asemenea două părţi : o muchie care se confundă cu dreapta generatoare şi o suprafaţă strîmbă dată de ecuaţiile (22). La aceleaşi concluzii, sub aspect însă numai calitativ, se poate ajunge şi pe o cale intuitivă.

În acest scop se va determina mai întîi variaţia unghiului elicei de intersecţie al flancului melcului globoidal cu torul avînd raza cercului său generator $R = \sqrt{r_0^2 + u^2}$, precum şi variaţia razei de curbură a secţiunii flancului său cu un plan P perpendicular pe dreapta generatoare în punctul său M situat la distanţa R de centrul roţii, egală cu raza cercului generator al torului considerat.

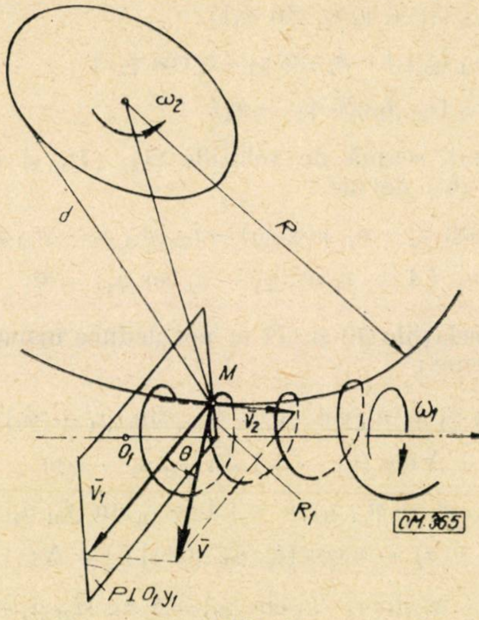


Fig. 5

În baza figurii 5, elicea fiind descrisă de punctul M al dreptei generatoare, viteza $\overline{v}$ a acestui punct pe elice, care coincide cu direcţia tangentei sale, se poate descompune în $v_2 = R\, \omega_2$ şi $v_1 = R_1\, \omega_1$, R_1 fiind distanţa variabilă a lui M în raport cu axa Oy_1 în lungul acestei axe.

În urma acestei descompuneri se poate scrie :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{v_2}{v_1} = \frac{R\, \omega_2}{R\, \omega_1} = \frac{R}{R_1}\, i_{21}. \qquad (27)$$

Rezultă deci că unghiul θ de înclinaţie a elicei variază în lungul axei melcului, avînd valorile minime la capetele sale şi valoarea maximă în secţiunea de strangulare.

În figura 6 s-a reprezentat secţiunea flancului cu planul P, precizată ca mai sus. Curba C

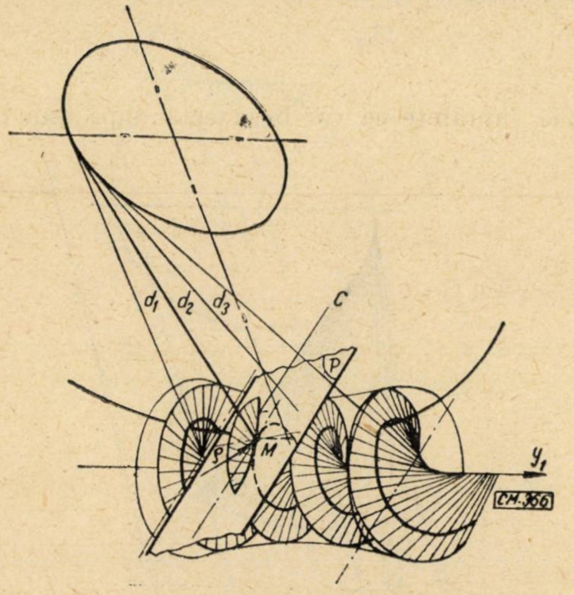


Fig. 6

astfel obţinută îşi schimbă forma sa în decursul generării, rămînînd însă mereu tangentă la elicea considerată.

Raza de curbură ρ a lui C în M se micşorează pe măsură ce dreapta generatoare se roteşte spre stînga, ocupînd poziţiile d_1, d_2, d_3, ...

Cînd d este perpendicular pe axa o_1y_1, ρ tinde la infinit.

În figura 7, *a* s-a reprezentat curba de variaţie calitativă de-a lungul axei melcului pentru θ şi ρ determinate ca mai sus.

În figura 7, *b* apar şi secţiunile C, precum şi tangentele la elicele respective obţinute în poziţiile 1, 2, 3, 4, 5 ale punctului M în timpul generării.

Înfăşurătoarea curbelor, obţinută prin suprapunerea acestora în aşa fel ca punctele M (1, 2, 3...) să coincidă (fig. 7, *c*), determină prin trecerea la limită profilul corespunzător al dintelui roţii din secţiunea determinată de planul P (fig. 7, *d*).

Secţiunile C mai pot fi considerate şi ca loc geometric al intersecţiei planului P cu generatoarele flancului melcului globoidal la angrenarea acestuia cu roata. Astfel, de exemplu, curba C_1 este determinată de prima generatoare materializată de muchia de capăt x a flancului melcului.

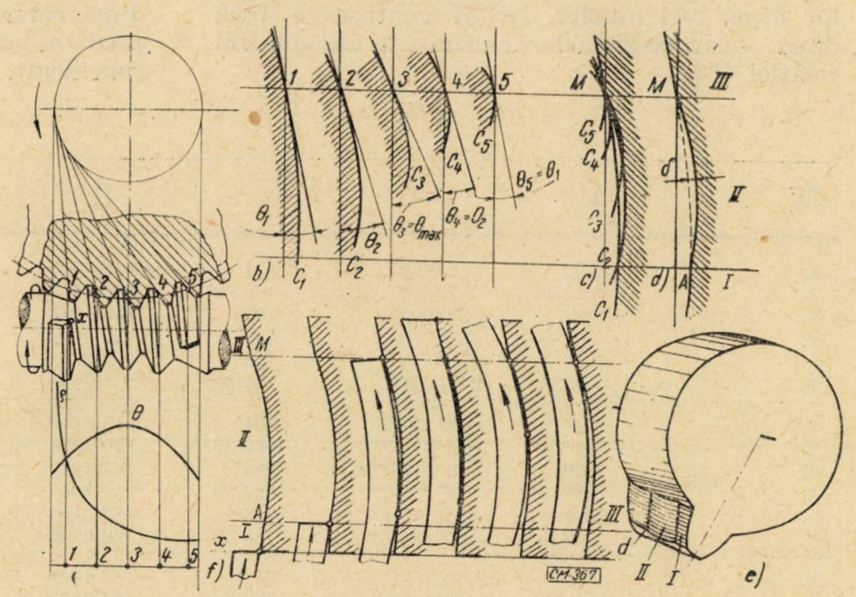
La angrenare, această muchie, atunci cînd ajunge în planul median al roţii, se suprapune peste profilul danturii sale *1* din acest plan.

Curba C_1 are cel mai mic unghi de înclinare şi cea mai mare rază de curbură considerată în planul median al roţii. Pe măsura apropierii de porţiunea de strangulare, unghiul θ şi curbura secţiunilor C în planul median se măreşte treptat (secţiunile C_2 şi C_3). Din poziţia de strangulare *3* spre *4*, înclinaţia tangentei descreşte, iar curbura continuă să crească.

În consecinţă, prin suprapunerea secţiunilor se obţine un fascicul de curbe ce se intersectează în punctul M. În secţiunea posterioară a roţii (în spatele planului median) curbele diverg, iar în porţiunea anterioară ele determină la limită înfăşurata MA (fig. 7, *d*.)

Formarea înfăşuratei în zona de apropiere a melcului, adică de la poziţia *1* pînă la 3 se poate uşor urmări din figură. Întrucît unghiul de înclinaţie a spirei în *1* este mai mic decît în 2, adică $\theta_1 < \theta_2$, curba C_1 intersectează C_2 în punctul M. Dar acestea se intersectează încă într-un punct, în porţiunea anterioară a roţii, deoarece raza de curbură $\rho_2 < \rho_1$.

Acelaşi lucru se poate stabili şi pentru curbele C_2 şi C_3. Dacă se consideră că aceste secţiuni, prin trecerea la limită, sînt infinit apropiate, ceea ce are loc atunci cînd flancul melcului este considerat continuu, adică cu generatoarele infinit apropiate, locul geometric al punctelor de intersecţie în partea anterioară a roţii va fi tocmai curba înfăşurată MA.



a

Fig. 7

În zona de apropiere, prin urmare, fiecare secţiune a flancului melcului obţinută cu planul P este în contact cu profilul înfăşurat al roţii în două puncte. Unul este fix, situat în planul median al roţii, iar al doilea este variabil, apropiindu-se de primul pe măsura înaintării către porțiunea de strangulare, unde se suprapun.

Pe a doua jumătate din lungimea melcului (în zona de retragere) unghiul micșorîndu-se (de asemenea și raza ρ), secțiunile C nu vor mai putea înfășura decît un punct – punctul M.

Flancul dintelui roții, conjugat spirei melcului (fig. 7, *e*) are o muchie dreaptă d situată în planul său median. Pe o parte a acestei muchii – partea anterioară a roții – este situată suprafața înfășurată de spiră *II*. Restul flancului este generat pe prima muchie a melcului – porțiunea anterioară retezată *I* și porțiunea posterioară retezată *III*.

Pentru urmărirea angrenării dintre melc și roată se va considera figura 7, *f*.

Angrenarea începe atunci cînd muchia x vine în contact cu porțiunea I a flancului. Contactul are loc după această muchie pînă în punctul A. Începînd de aici, muchia x se depărtează de flanc, iar contactul continuă pe porțiunea II după curba caracteristică determinată de relația (22), începînd procesul de înfășurare reciprocă a flancurilor. Caracteristica se apropie de planul median pe măsură ce și muchia x se apropie de acesta. În momentul cînd x ajunge în planul median, contactul are loc după două caracteristici, una situată în acest plan și cealaltă, cea dinainte. Între acestea apar un domeniu închis limitat de o suprafață concavă (flancul roții) și o suprafață convexă (spira melcului). Mai departe, pînă cînd x scapă de pe flancul roții, contactul are loc după trei muchii, iar în continuare după două – caracteristicile determinate cu ajutorul relației (16).

Domeniul închis de cele două suprafețe de înfășurare reciprocă – care favorizează formarea filmului de ulei și prin acestea ungerea hidrodinamică – se micșorează pînă în zona de strangulare, de unde contactul continuă după caracteristica rectilinie situată în planul median, pînă la ieșirea din angrenare a flancului considerat.

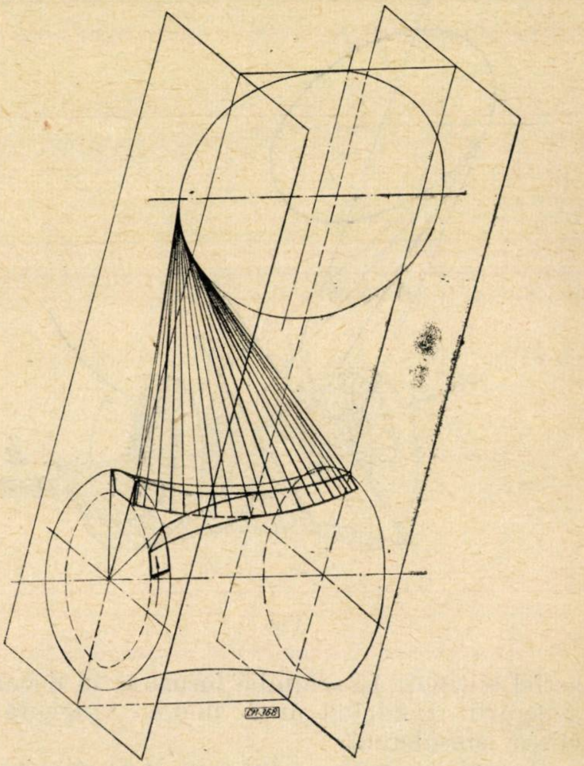


Fig. 8

Tabela 1

Nr. ord.	φ_1	μ_1	μ_2	ψ	u, mm	x, mm	y, mm	z, mm
1.	0°	−651°	21°00′00″	−651°	142,7966	12,9558	−37,4872	4,9349
2.		−666°30′	21°30′00″	−666°30′	139,3444	14,1051	−39,0055	10,4372
3.		−682°	22°00′00″	−682°	137,5545	12,1155	−40,3579	15,5072
4.		−697°30′	22°30′00″	−697°30′	129,0009	10,9363	−42,0357	26,4026
5.		−713°	23°00′00″	−713°	108,3565	6,0093	−44,0871	48,3419
6.		−716°30′	23°06′46″	−716°30′	92,5992	3,9928	−44,9867	65,2805
1.	180°	−471°	−15°11′37″	−651°	143,0313	9,7999	−22,4584	3,7618
2.		−486°30′	−15°41′37″	−666°30′	140,3226	10,7448	−24,2256	7,9507
3.		−502°	−16°11′37″	−682°	137,4737	10,0940	−25,9675	12,9197
4.		−517°30′	−16°41′37″	−697°30′	131,4809	8,6291	−28,1427	20,8327
5.		−533°	−17°11′37″	−713°	112,3194	5,0890	−32,1253	41,4469
6.		−536°30′	−17°18′23″	−716°30′	96,6920	3,4973	−34,5981	57,1807
1.	360°	−291°	−9°23′13″	−651°	147,1846	5,4825	− 6,3143	2,1045
2.		−306°30′	−9°53′13″	−666°30′	144,3584	6,2564	− 8,1775	4,6295
3.		−322°	−10°23′13″	−682°	141,5681	7,1128	−10,2353	9,1042
4.		−337°30′	−10°53′13″	−697°30	136,4489	5,9701	−12,8352	14,4133
5.		−353°	−11°23′13″	−713°	119,4369	3,9258	−18,2564	31,9733
6.		−356°30′	−11°30′00″	−716°30′	103,7327	2,8988	−22,3204	47,3957
1.	400°	−251°	−8° 5′48″	−651°	149,0692	2,9014	− 3,4962	1,1137
2.		−282°	−9°05′48″	−682°	143,4783	5,2508	− 6,3265	6,7208
3.		−313°	−10°05′48″	−713°	122,0137	3,5769	−14,6878	29,1323
4.		−316°30′	−10°12′34″	−716°30′	106,2239	2,7232	−19,1217	44,5243

În figura 8 s-au prezentat suprafeţele de angrenare corespunzătoare angrenării descrise, putîndu-se remarca cele două ramuri date de relaţiile (16).

Cu ajutorul relaţiilor (21) şi (16) se pot determina punct cu punct pentru diferite faze φ_1, proiecţiile caracteristicii variabile pe planul frontal fix xoz şi pe planul axial fix yoz.

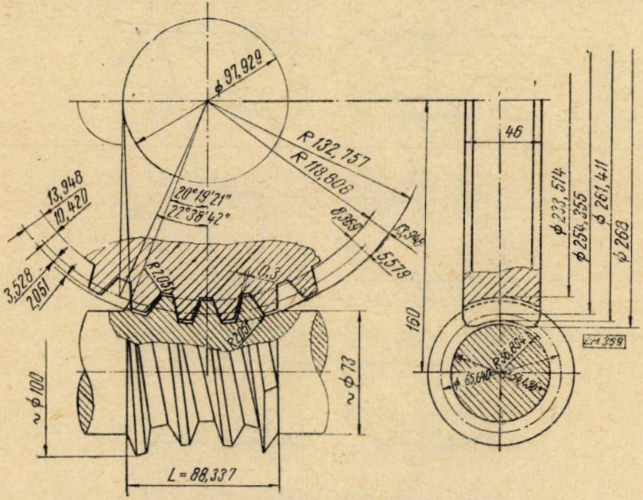


Fig. 9

Astfel, de exemplu, pentru angrenajul globoidal din figura 9, coordonatele punctelor caracteristicii au fost centralizate în tabela 1, iar curbele au fost trasate în figura 10.

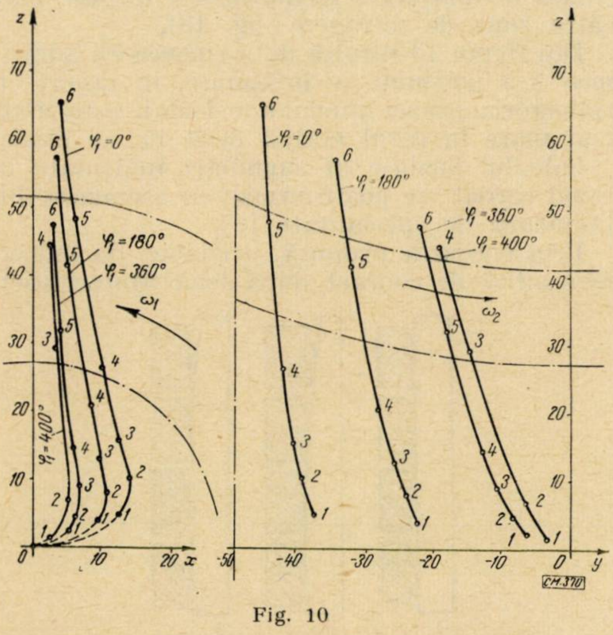


Fig. 10

După cum reiese din figura 10, unghiul α corespunde cazului *b* din figura 4; unghiul este calculat cu relaţia (5), considerînd semnul +, rezultînd astfel $\alpha = 25°32'53''$.

Dînd lui μ_1 şi φ_1 diferite valori, menţinînd pe φ_1 constant pentru fiecare curbă, astfel ca ψ determinat de relaţia (3) să se încadreze în intervalul cuprins între $\frac{7\pi}{2}$ şi 4π, s-au calculat valorile lui u cu ajutorul relaţiei (16).

Dintre cele două soluţii rezultate s-a ales prin verificare grafică soluţia compatibilă cu problema.

Înlocuind pe u şi ψ astfel calculate, în relaţia (21) au rezultat coordonatele punctelor liniilor de contact. Totalitatea acestor linii determină suprafaţa de angrenare.

După cum reiese din figura 11, lăţimea acestor suprafeţe de angrenare descreşte cu mărirea raportului de transmitere.

Totalitatea acestora determină şi suprafaţa *II* din figura 7, *f*, a cărei lăţime descreşte de asemenea cu mărirea raportului de transmitere, după cum reiese din figura 11.

Liniile de contact sînt în toate cazurile aproximativ perpendiculare pe vitezele relative, fiind cele mai favorabile din punctul de vedere al realizării ungerii hidrodinamice.

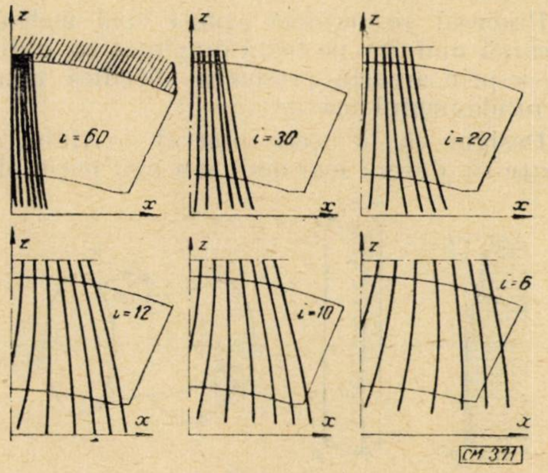


Fig. 11

Această particularitate a angrenajelor melcate globoidale, precum şi faptul că în porţiunea de înfăşurare contactul dintre spiră şi dintele roţii este intim — convex pe concav — formîndu-se şi filmul de ulei în domeniul închis de cele două caracteristici, este mult mai important din punctul de vedere al măririi capacităţii portante, decît aceea evidentă, că angrenajul este dublu învelitor, asigurîndu-se prin aceasta contactul simultan după mai mulţi dinţi.

Observînd comportarea angrenajului globoidal clasic în perioada de rodaj şi la exploatare, s-au constatat [6] o serie de aspecte particulare.

În prima perioadă a rodării, datorită tuturor impreciziilor de prelucrare şi asamblare, se produce o uzură intensivă a flancului dintelui roţii. Porţiunea de înfăşurare *II* se lăţeşte, muchia mediană depărtîndu-se către partea posterioară a roţii. Paralel cu aceasta, precum şi în continuare în timpul exploatării, se produce, datorită uzurii sale, o schimbare şi a geometriei flancului melcului, care, deşi este confecţionat dintr-un material mai tare ca roata, este supus totuşi la solicitări mai dese, după raportul de transmitere considerat.

Observînd alura suprafeţei de angrenare din figura 8, se poate uşor înţelege că porţiunea de apropiere a melcului va fi mai mult solicitată decît cea de retragere, ceea ce are ca urmare uzura mai pronunţată a flancului situat în prima jumătate a sa, uzura descrescînd către porţiunea de strangulare.

Pe măsura accentuării uzurii pe această porţiune, sarcina începe să fie preluată de porţiunea mai puţin încărcată înainte, uzura extinzîndu-se astfel către zona de retragere spre dreapta, zona de înfăşurare (pata de contact) lăţindu-se şi întinzîndu-se către capătul drept al melcului.

Paralel cu aceasta se schimbă treptat şi geometria flancului roţii.

Procesul se termină atunci cînd melcul se încarcă uniform pe toată lungimea sa, obţinîndu-se prin aceasta presiunea specifică minimă şi randamentul maxim.

Desigur că în acest interval de timp, care poate să dureze mai mult sau mai puţin, după încărcarea angrenajului, acesta va funcţiona cu un randament scăzut şi se va încălzi peste limita admisă.

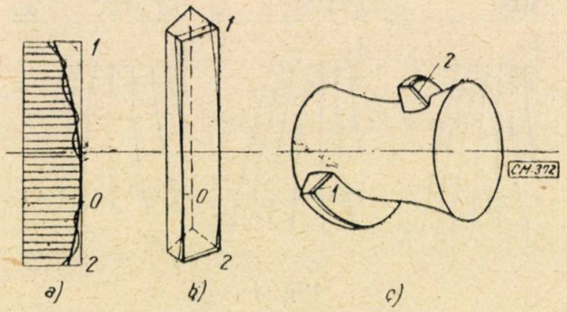


Fig. 12

Pentru a evita acest fenomen, P. S. Zak [6] propune corijarea angrenajului clasic, introducînd de la început uzura semnalată pentru flancul melcului, subţiind, adică modificînd pasul spirei la prelucrare în mod corespunzător.

Elicea de divizare desfăşurată a melcului uzat cuprinsă între muchia sa de intrare *1* şi cea de ieşire *2*, pe baza măsurărilor efectuate are alura din figura 12, *a*.

Abaterile sînt considerate faţă de verticala care reprezintă elicea desfăşurată în stare neuzată. Cea mai accentuată uzură apare în dreptul muchiei de la intrare, coborînd la valoarea 0 aproximativ la jumătatea zonei de retragere, crescînd apoi în măsură însă mult mai redusă pînă în dreptul muchiei de ieşire.

Pentru a efectua practic modificarea pasului ca în figura 12, *b* şi 12, *c*, curba obţinută pe baza măsurărilor se înlocuieşte cu un arc de parabolă.

Măsura modificării pasului este dată în literatura de specialitate [6]. O spiră astfel realizată va genera un flanc al roţii similar celui obţinut după rodare, adică cu porţiunea II mult mai lată şi cu o suprafaţă de angrenare la care porţiunea de înfăşurare reciprocă este întinsă mult către zona de retragere (fig. 13).

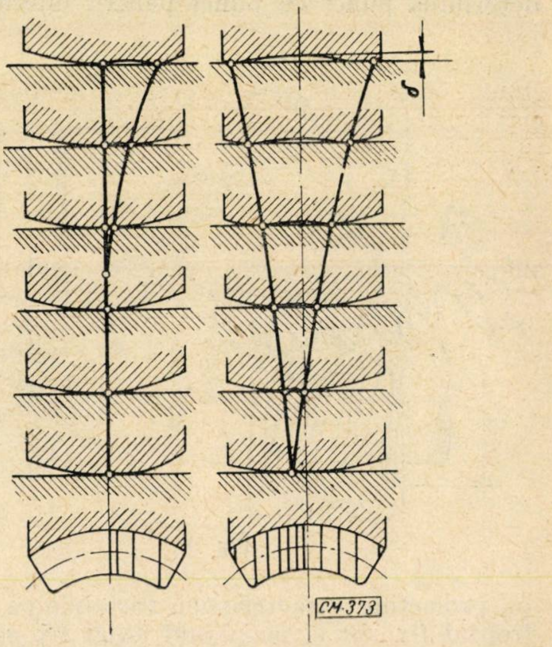


Fig. 13

Din figura 13 rezultă de asemenea că adîncimea δ a porţiunii de înfăşurare, în raport cu traiectoria primei muchii a melcului, este mult mai mare în cazul corijat decît în cel clasic.

Calculul analitic al suprafeţei înfăşurate în cazul corijat se poate urmări de asemenea din literatura de specialitate [6].

Prin corijarea propusă, porţiunea de înfăşurare, adică de contact după două caracteristici, fiind extinsă pe toată lungimea melcului, se obţine o capacitate portantă mărită faţă de cazul clasic.

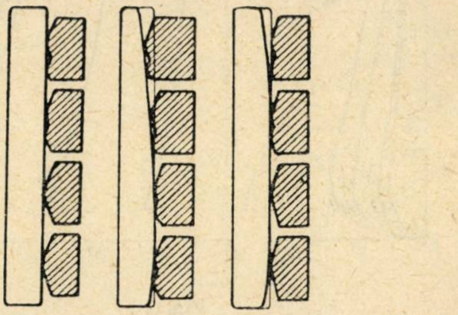


Fig. 14

O altă metodă de corijare porneşte de la observaţia că, în momentul intrării şi ieşirii din angrenare a spirei melcului, se produc şocuri datorită erorilor de pas şi deformaţiilor sub sarcină.

Pentru evitarea acestui inconvenient, I. Diker [2] propune o flancare, subţiind spira melcului numai la capetele sale, restul, precum şi dantura roţii rămînînd în forma clasică. În felul acesta însă, problema fundamentală de lărgire a porţiunii de înfăşurare pe toată lungimea melcului nu este rezolvată, metoda fiind mai puţin eficace din punctul de vedere al măririi capacităţii portante.

În figura 14 s-a reprezentat variaţia contactului dintre spira melcului şi dintele roţii, din momentul intrării pînă în momentul ieşirii din angrenare la angrenajul melcat globoidal clasic *1*, la cel cu pasul corijat *2* şi la cel cu capetele spirelor flancate *3*. Se observă că în cazul 2 se obţine contactul cel mai intim în tot cursul angrenării, deci capacitatea portantă maximă.

Corijarea angrenajelor globoidale prin care se poate mări capacitatea lor portantă a fost abordată, după cum s-a văzut, de o serie întreagă de cercetători, dar ea rămîne totuşi o problemă deschisă, nefiind complet epuizată.

[1] *Buckingham, E.* Analytical Mechanics of Gears. New York, Mc. Graw Hill Book Company, 1949.

[2] *Diker, Ia. I.* Globoidnie peredacea. In : Vestnik maşinostroeniia, nr. 3, 1947.

[3] *Litvin.* Teoriia zubceatîh zaţeplenii. Moscova, Gosudarstvennoe izdatelstvo fizico-matematiceskoi literaturî, 1960.

[4] *Mustafa, R.* Angrenaje cu melc globoidal, geometrie, proiectare. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 2, şi nr. 6, 1959.

[5] *Vrînceanu, G.* Geometria analitică şi diferenţială. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1962.

[6] *Zak, P. S.* Globoidnaia peredacea. Moscova, Maşghiz, 1962.

CZ 621.43 :621.65 :338.062.172(498)

Organizarea fabricaţiei în flux şi aplicarea metodei tehnologice de grup la uzina „Timpuri noi"

VALENTIN COSOROABĂ şi EMIL KOGĂLNICEANU

Fabricaţia de motoare şi compresoare cu piston reclamă realizarea unor procese tehnologice avansate ce sînt dificil de aplicat în cazul producţiei de serie mică.

Problema devine şi mai complicată ţinînd seamă de faptul că trebuie să se realizeze o diversificare a construcţiei acestor maşini, ceea ce nu conduce, evident, la o creştere a seriei de fabricaţie. La aceasta se adaugă faptul că ritmul rapid pe care îl înregistrează astăzi progresul tehnic impune ca timpul de asimilare în fabricaţie să fie micşorat. Trebuie deci să se realizeze o pregătire de fabricaţie într-un timp mai scurt, pentru un număr sporit de repere, cu o tehnicitate ridicată şi totodată să se asigure creşterea productivităţii muncii.

Calea de rezolvare a acestor probleme nu poate fi decît o cale ştiinţifică. Organizarea fabricaţiei în flux şi aplicarea metodei tehnologice de grup conduc la obţinerea celor mai bune rezultate

În anul 1962 s-a trecut şi în uzina „Timpuri noi" din Bucureşti la aplicarea acestei metode de organizare a fabricaţiei în secţia de prelucrări mecanice [1]. Trebuia să se treacă de la organizarea fabricaţiei pe grupe de maşini la organizarea pe linii în flux de grup. Linia în flux de grup este linia multiobiect în flux discontinuu cu succesiunea pe loturi şi grupe a obiectelor [2].

Pornind de la organizarea unei secţii de prelucrări mecanice pe grupe de maşini, trecerea la forma pe linii în flux de grup este deosebit de complexă, iar dacă programul de fabricaţie este variabil în timp, problema devine foarte complicată.

Elaborarea tehnologiei de grup şi apoi execuţia SDV-urilor pentru toate piesele care se găsesc la un moment dat în fabricaţie reclamă un volum mare de muncă.

Efectuarea pregătirii fabricaţiei după tehnologia de grup şi apoi trecerea la amplasarea maşinilor pe linii în flux de grup este dificilă din cauză că pînă la terminarea pregătirii fabricaţiei programul de producţie se modifică şi o parte importantă din SDV-uri nu mai pot fi utilizate.

Realizarea amplasării utilajelor pe linii în flux de grup şi apoi elaborarea tehnologiei de grup nu este posibilă, în primul rînd pentru că metoda de grup trebuie să constituie baza organizării în flux. În afară de aceasta este necesară modificarea prealabilă a echipamentului tehnologic pentru a nu provoca perturbaţii în procesul de producţie.

Problema trebuie să aibă o rezolvare şi aceasta se găseşte numai ţinînd seamă de condiţiile specifice ale producţiei întreprinderii respective. În cele ce urmează se arată modul de rezolvare la uzina „Timpuri noi".

Uzina „Timpuri noi" este o întreprindere constructoare de motoare şi compresoare cu piston. Dimensiunile pieselor variază astfel :

greutate de la 0,001 kg la 260 kg ;
lungime de la 2 la 1324 mm ;
diametre de la 2 la 600 mm.

Acţiunea întreprinsă la această uzină a fost precedată în anii 1959—1962 de asimilarea unor familii de motoare şi compresoare care a condus la unificarea constructivă a pieselor. Această metodă ştiinţifică ce contribuie la uşurarea organizării fabricaţiei în flux se continuă şi în prezent.

În anul 1962 s-a întocmit un proiect de ansamblu pentru organizarea fabricaţiei pe linii în flux de grup, pe baza unui program de fabricaţie a anului 1965. Acest proiect avea la bază clasificarea constructiv-tehnologică pe familii a pieselor şi formarea de grupe ; s-au constituit astfel 98 familii.

Din proiectul de ansamblu a reieşit că volumul producţiei în cazul menţinerii profilului uzinei (motoare 5—170 CP şi compresoare 0,1—10 m³/min) permite amplasarea tuturor utilajelor pe linii în flux, chiar cu variaţii ale sortimentului de produse fabricate (inevitabile din cauza asimilării de noi produse şi ieşirea altora din fabricaţie etc.). Numărul liniilor de fabricaţie nu poate fi oricît de mare ; la stabilirea lui s-a ţinut seamă de volumul producţiei şi de considerente constructive (traveele halei, drumurile de acces etc.) şi, de asemenea, de faptul că linia în flux este nu numai o unitate tehnologică, ci şi o unitate organizatorică.

S-au obţinut 15 linii în flux de grup, şi anume :

linia 1 — şuruburi, piuliţe, ştifturi, ochiuri de legătură, conuri etanşare etc. ;
linia 2 — bucşe, axe, ghiduri supape, etc. ;
linia 3 — capace, suporturi, flanşe, carcase etc. ;
linia 4 — volanţi, semicuple, şaibe de curea şi roţi de acţionare ;
linia 5 — rotoare şi statoare ;
linia 6 — corpuri de pompe, corpuri de robinete, corpuri de filtre, corpuri de lagăre etc. ;
linia 7 — cartere mici, cilindri mari şi chiulase ;
linia 8 — cartere mari, blocuri motor, băi de ulei şi plăci de bază ;
linia 9 — arbori cotiţi, axe cu camă şi came ;
linia 10 — biele şi cuzineţi ;
linia 11 — corpuri supape compresor, limitatori supape etc. ;
linia 12 — roţi dinţate ;
linia 13 — segmenţi ;
linia 14 — pistoane ;
linia 15 — cămăşi de cilindri şi cilindri mici.

După ce a fost cunoscut planul pe anul 1964, s-a trecut la analizarea încărcării utilajelor pe fiecare linie pe baza planului concret al acestui an, modificîndu-se tehnologia şi echipamentele tehnologice numai pentru reperele şi operaţiile care se schimbau de pe o maşină pe alta, întocmindu-se tabele centralizatoare pentru fiecare linie (de exemplu tabela 1 pentru linia 7).

Avînd astfel de centralizatoare pentru toate liniile, se putea aprecia dacă un utilaj se amplasează pe o linie sau alta după încărcarea lui. S-au stabilit colaborările de la o linie la alta, obţinîndu-se în majoritatea cazurilor colaborările la liniile vecine ce făceau parte din acelaşi

Tabela 1

REPER	Cantitatea anuală	Maşina	Manoperă efectivă maşini, unitară şi totală, min					
			Strung paralel H-200	Strung paralel H-300	Maşină de alezat şi frezat ∅ 80	Maşina de găurit radială Ø 50	Maşină de frezat portală 450 × 1600	Etc.
		Cod.	14 200	14 301	20 003	13 202	21 401	
07.01.01A	413	u	—	—	50	226	38	
		t	—	—	20650	9333	15694	
31.08.01A	888	u	45	29	—	38	13	
		t	40404	25752	—	34593	11632	
60.01.13A	3167	u	37	—	—	40	—	
		t	117179	—	—	126680	—	
			....					
Total ore			10976	7691	1467	12555	3789	
Colaborare +			—	—	—	—	—	
Colaborare —			—	—	1467	—	—	
Total ore			10976	7691		12555	3789	
Total maşini calculate			2,4	1,65	—	2,7	0,8	
Maşini adaptate			3	2	—	3	1	
Indice de utilizare			0,8	0,83	—	0,9	0,8	

atelier (sub conducerea aceluiași maistru principal). Succesiunea mașinilor s-a făcut astfel încît piesele grele și în număr mare să realizeze drumul cel mai scurt, fără întoarceri în timpul procesului de fabricație. S-au lăsat spații pentru montarea utilajelor ce urmează să fie aprovizionate pe baza proiectului de ansamblu. S-au prevăzut de asemenea spații de depozitare, control etc., după principiile cunoscute ale organizării unei linii în flux.

Amplasarea mașinilor a putut fi făcută în șase luni ale anilor 1964—65, fără a se modifica programul și ritmul fabricației.

Rezultatele obținute în anul 1965 față de anul 1962 sînt :

— consumul specific efectiv de manoperă mașini s-a micșorat cu 15% ;

— ciclul de fabricație a reperelor s-a redus cu 15—40% ;

— volumul transporturilor de piese s-a redus cu 20%.

Rezultate foarte bune s-au obținut, de asemenea, în ceea ce privește organizarea locului de muncă, specializarea muncitorilor și tehnologilor și îmbunătățirea calității.

Din experiența uzinei ,,Timpuri noi''. ca și a altor întreprinderi ca uzina ,,Unirea'' Cluj, a reieșit că metoda de grup trebuie atacată pe un front larg în profunzime mică pentru a permite trecerea la organizarea pe linii în flux de grup. După ce s-au organizat liniile în flux de grup se poate aprofunda cu ușurință elaborarea tehnologiei de grup. Se obține o vedere de ansamblu asupra tuturor reperelor și operațiilor ; se poate da prioritate acelor piese sau acelor operații care conduc la obținerea unei eficiențe maxime.

În concluzie metoda de grup este baza organizării fabricației în flux de grup [2], dar numai după amplasarea utilajelor pe linii în flux se poate aprofunda tehnologia de grup.

---

[1] *Cosoroabă, V.* Concepția de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei în fabricația de motoare și compresoare la Uzina ,,Timpuri noi''. In : Construcția de Mașini, nr. 4, 1964.

[2] *Mitrofanov, S. P.* Tehnologia de grup în construcția de mașini. București, Editura tehnică, 1962.

[3] *Mendel, T.* Pregătirea tehnico-organizatorică pentru aplicarea tehnologiei de grup. Referat prezentat la sesiunea tehnico-științifică care a avut loc în noiembrie 1965 la U. M. — Timișoara.

OZ 621.9 : 621.791.92

Procedee și materiale pentru încărcarea prin sudare a sculelor pentru prelucrarea metalelor

ILIE VASILE

La fabricarea unor piese, în special a sculelor, pentru economisirea oțelurilor aliate, scumpe, se folosește astăzi, pe o scară din ce în ce mai largă, procedeul de încărcare prin sudare care constă în execuția corpului piesei din oțel ieftin cu părțile active de lucru încărcate pe o anumită grosime cu sudură din oțel aliat corespunzător condițiilor de exploatare ale piesei respective. Piesele astfel executate sînt denumite bimetalice, deoarece partea încărcată cu sudură diferă de corpul piesei, atît din punctul de vedere al compoziției chimice, cît și din punctul de vedere al caracteristicilor mecanice. Rezultate remarcabile se obțin la confecționarea sculelor, cum sînt de exemplu matrițele pentru prelucrare la cald sau la rece.

Folosirea execuției bimetalice conduce la economisirea totală a oțelului aliat, greutatea sudurii depuse fiind în general, foarte mică față de greutatea elementelor active ale sculei: pentru plăci tăietoare — sub 1%, pentru poansoane — sub 2%, pentru cuțite de ghilotină — sub 5% etc. În comparație cu sculele executate din oțeluri aliate, acest procedeu asigură o durabilitate mărită, deoarece corpul, fiind executat dintr-un material tenace, rezistă mai bine șocurilor la care este supusă scula în exploatare, cu condiția ca partea activă să fie încărcată cu o sudură de calitate corespunzătoare. Alte avantaje ale sculelor bimetalice sînt : manoperă mai redusă, scula fiind executată din oțel ușor prelucrabil ; cheltuieli reduse de întreținere în exploatare, timpul de reparație fiind mult redus ; nu se produc spargeri ca în cazul matrițelor monometalice executate din oțel aliat ; de asemenea, pericolul de accidente în exploatare este mai redus.

Literatura tehnică de specialitate acordă un loc important acestui procedeu, indicînd materialele de bază și de adaos, cum și procedeele de sudare.

Metalul încărcat, în afară că trebuie să aibă proprietăți de duritate, pentru a rezista presiunilor mari, în vederea pătrunderii într-un material mai moale pentru a-l tăia sau deforma, trebuie să reziste și la : șocuri, uzură abrazivă, oxidare la cald etc., în funcție de destinația părții active a sculei. După încărcare și tratament termic, sudura trebuie să fie capabilă de a rezista la mai multe feluri de solicitări exercitate simultan asupra sculei. Numai duritatea metalului încărcat nu determină rezistența la uzură a sculei și ea nu trebuie considerată ca singurul criteriu de apreciere pentru alegerea materialului de adaos, ci trebuie luate în considerație și proprietățile metalului încărcat la solicitări combinate.

Matrițele la cald trebuie să aibă proprietăți mecanice superioare la rece și la cald, în mod deosebit o limită de curgere mare, pentru ca să nu se deformeze la presiuni mari, tenacitate bună ca să nu se distrugă în timpul lovirii și rezistență la uzură a suprafețelor active care să asigure durabilitatea. Matrițele pentru lucru la rece trebuie să aibă partea activă cu duritate mare, care să asigure rezistența la uzură, precum și tenacitate mare, mai ales la sculele de decupare. Ținînd seamă că matrițele pentru lucrul la cald și la rece trebuie să aibă tenacitate mare, este necesar ca tratamentul termic efectuat pentru partea activă să nu influențeze negativ asupra corpului sculei executat în general din oțel carbon obișnuit.

Materialul de bază și de adaos. Materialul de bază corespunzător pentru placa de tăiere, poanson sau corpul matriței, este oțelul carbon OLC 35 (OL 50). Folosirea, în unele cazuri, a unui material de bază mai moale, cum este de exemplu oțelul OLC 15 (OL 38) nu a dat rezultate bune, deoarece după o perioadă de exploatare mai intensivă se produce denivelarea sudurii prin pătrunderea acesteia în metalul de bază, sau uneori plăcile se încovoaie. De asemenea, nu se recomandă oțelul cu conținut prea mare de carbon, deoarece se înrăutățește sudabilitatea, dacă se ține seamă că matrițele se execută, în general, din plăci de peste 30 mm grosime sau din blocuri. În cazul cînd este folosit oțel cu un conținut de peste 0,35 %C, este necesar ca în prealabil să fie executate preîncălziri la temperaturi cît mai mari, ceea ce prezintă dificultăți pentru procesul de sudare. Probabil că în viitor, atunci cînd procedeul de confecționare a matrițelor bimetalice se va generaliza, va fi necesar să se treacă la corpuri din oțeluri cu limite de curgere cît mai mari și cu o bună sudabilitate.

În literatură se recomandă ca în cazul cînd matrițele nu sînt solicitate la eforturi prea mari, să fie folosit și oțelul cu conținut redus de carbon, care poate fi sudat fără să fie necesară preîncălzirea. Pentru matrițe mari sau matrițe supuse eforturilor mari în exploatare, este necesar să fie ales un oțel cu conținut mai ridicat de carbon sau slab aliat cu Mn-Si, în care caz se recomandă ca temperatura de preîncălzire în vederea sudării să fie chiar peste 500°C.

Materialele de adaos folosite la sudarea matrițelor pot fi : oțeluri slab aliate cu un conținut de carbon mărit (între 0,4 și 0,9 %), oțeluri bogat aliate cu crom, oțeluri bogat aliate cu wolfram, aliaje dure turnate de tipul stelit-sormait, carburi de tipul relitului (96 % W, 4 % C), precum și aliaje metaloceramice de tipul Fe-Co-W sau Fe-Co-Mo. Materialele de adaos sînt folosite sub formă de electrozi înveliți, vergele sau bare de adaos, în funcție de procedeul de sudare utilizat la confecționarea matrițelor. În cadrul uzinelor „Semănătoarea" se folosesc pentru confecționarea matrițelor următoarele calități de electrozi :

— pentru matrițe la cald : electrozii EL 50 RC B, conform STAS 1125-51, care după depunere dau un oțel slab aliat, mangan crom-molibden, cu un conținut de carbon mărit (C = 0,5 — 0,6 % ; Mn = 1,5 — 1,7 % ; Si = 0,2 — 0,5 % ; Cr = 1,9 — 2,3 % ; Mo = 0,35 — 0,55 %, P și S — sub 0,03 %), cu o duritate după călire-revenire de 48 — 50 HRC ;

— pentru matrițe la rece : electrozii EL 52 RC B, conform NI 2227—63, care după depunere dau un oțel slab aliat, siliciu-crom-vanadiu, cu un conținut de carbon ridicat (C = 0,7 %, Mn = 0,8 %, Si = 1 %, Cr = 1,5 %, V = 0,2 %), cu o duritate după călire-revenire de 52 HRC, precum și electrozii Boehler Fox Ledurit K, care după depunere dau un oțel cu 2 % C și 13 % Cr cu o duritate după călire-revenire de peste 58 HRC.

La analizele efectuate în uzină, la electrozii EL 50 RC B s-a găsit un conținut de molibden de circa 0,7 %, ceea ce conferă metalului depus o duritate mai mare. La analizele efectuate pentru electrozii EL 52 RC B, s-a constatat un conținut de carbon de 0,95 % în loc de 0,70 % și un conținut de crom de 2,35 % în loc de 1,5 %. Aceste conținuturi mai mari de carbon și de crom au fost, probabil, cauza care a dus la formarea de fisuri în metalul sudurii ; pentru a remedia acest inconvenient a fost mărită temperatura de preîncălzire și încărcarea s-a efectuat cu o deosebită atenție.

Tehnologia de confecționare a matrițelor. Procesul tehnologic de confecționare a matrițelor cuprinde următoarele operații mai importante :

— trasarea și tăierea materialului de bază ;

— decuparea locașului figurii ;

— normalizarea la 840—860°C pentru OLC 35, cu o menținere de 1—2 min pentru fiecare milimetru grosime de material, urmată de o răcire în aer liniștit ;

— prepararea gurii de tăiere sau a locașului figurii, în vederea încărcării cu sudură ;

— încărcarea gurii de tăiere sau a locașului figurii, după încălzirea prealabilă la 350°C pentru OLC 35 (OL 50) și la 250°C pentru OLC 25 (OL 42) ; se recomandă ca temperaturile de preîncălzire să fie mărite cu cel puțin 100°C, dacă plăcile sînt mai groase decît 50 mm sau dacă sudura are tendință spre fisurare ;

— recoacere de înmuiere după sudare în funcție de calitatea oțelului încărcat ;

— prelucrarea sudurii ;

— călire urmată de revenire, care se efectuează în funcție de calitatea oțelului încărcat ;

— rectificare ;

— controlul durității și controlul dimensional;
— durificarea cu scîntei (eventual).

După trasarea, tăierea și decuparea părții interioare a plăcii (în cazul plăcilor de tăiere), materialul de bază se normalizează și apoi se

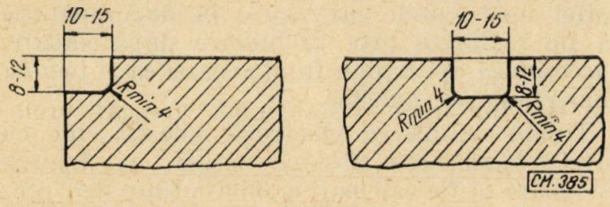

10-15
8-12
Rmin 4
10-15
Rmin 4
8-12
Rmin 4
CM.385

Fig. 1

execută canalul necesar pentru gura de tăiere; în cazul matrițelor de deformare se execută locașul lărgit al figurii piesei, în vederea încărcării cu sudură. La poansoane se încarcă fie întreaga suprafață, fie un canal prevăzut pe întregul contur. Pentru plăci de tăiere cu grosimea cuprinsă între 20 și 30 mm se execută o canelură de 8 × 10 mm, adăugîndu-se în cazul grosimilor mari — pentru fiecare 10 mm grosime de piesă — cîte 1 mm pentru fiecare latură a canelurii. În colțul canalului se va prevedea întotdeauna o rază de racordare de minimum 3—4 mm, necesară unei bune pătrunderi în unghiul interior. Se recomandă să fie folosite caneluri deschise și nu închise, deoarece la acestea din urmă încărcătura poate fi influențată de metalul de bază (fig. 1: *a* — canelură deschisă; *b* — canelură închisă). Dimensiunile menționate sînt informative și la proiectare trebuie să se țină seamă de destinația matriței,

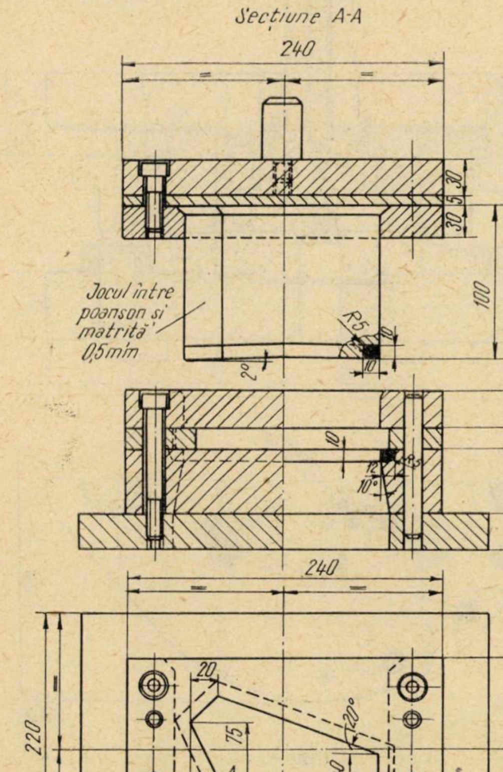

Secțiune A-A
240
=
=
30
5
30
100
Jocul între poanson și matriță 0,5 mm
R5
10
2°
30
20
45
30
10
12
10°
240
20
75
40
20°
A
25
135
220
170
A
A
290
CM.386

Fig. 2

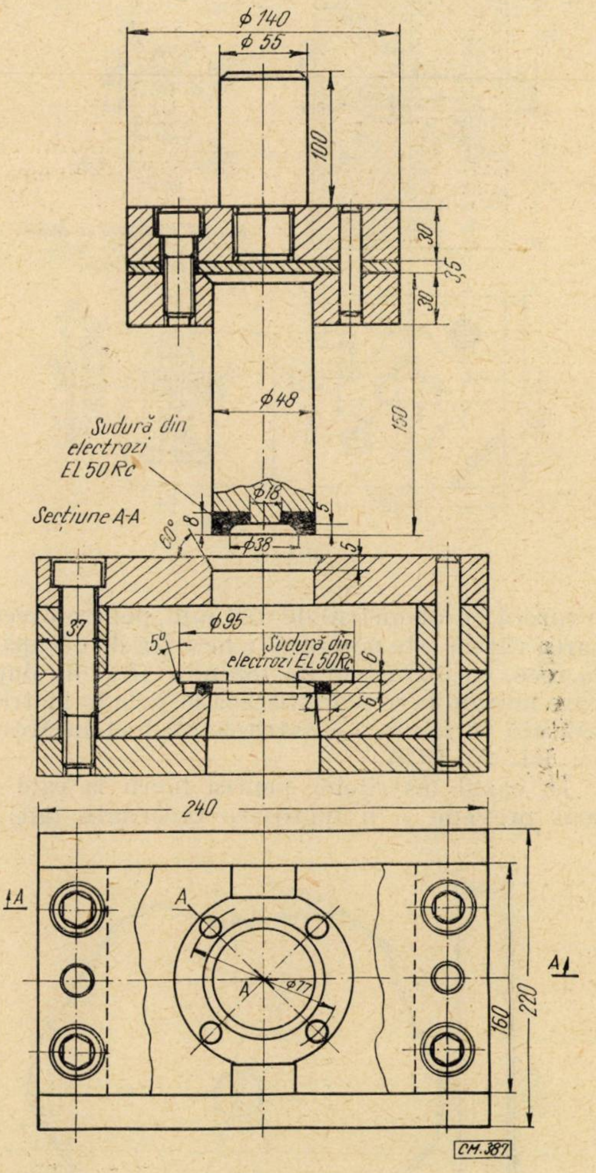

ϕ140
ϕ55
100
30
2,5
30
ϕ48
150
Sudură din electrozi EL 50 Rc
ϕ18
5
8
60°
Secțiune A-A
ϕ38
5
37
ϕ95
5°
Sudură din electrozi EL 50Rc
6
6
240
A
A
A
A
ϕ77
160
220
CM.387

Fig. 3

de configurația reperului de executat, de mărimea matriței etc. În general, nu se recomandă secțiuni de încărcare prea mari, deoarece după tratament termic se produc deformații, datorită coeficienților diferiți de dilatare și de contracție ai sudurii și ai materialului de adaos.

În figurile 2 și 3 se arată două matrițe de decupare (fig. 2 — matriță de ștanțare la cald a unei plăci pentagonale de 8 mm grosime; fig.3 — matriță de debavurare la cald a părții interioare a unui cuplaj), iar în figura 4, o matriță de formare (forjare la cald a crucii cardanice), toate pentru lucru la cald, cu părțile active încărcate cu electrozii EL 50 RC B. În figura 5 se arată o rozetă cu diametrul de 426 mm, pentru executarea căreia este necesară o matriță de decupare la rece, cu diametrul de 488 mm (fig. 6), după care marginile se ambutisează la rece în matrița arătată în figura 7. Matrițele au fost încărcate cu EL 52 RCB.

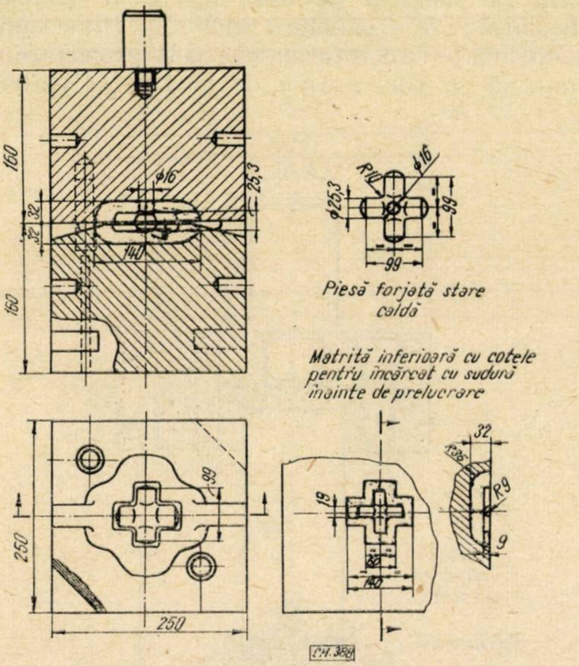

160
φ16
25,3
32
140
160
99
φ25,3
R8
φ16
Piesă forjată stare caldă
Matriță inferioară cu cotele pentru încărcat cu sudură înainte de prelucrare
250
250
32
R9
9
140
CH.388

Fig. 4

În cazul matrițelor pentru lucru la cald se mai prevede și o îngroșare racordată (gît) a sudurii de 4—5 mm, care, de asemenea, se execută prin încărcare. La încărcarea figurii piesei pentru matrițele de forjat nu se recomandă să se execute încărcări mai groase de 15—20 mm pe toate laturile matriței.

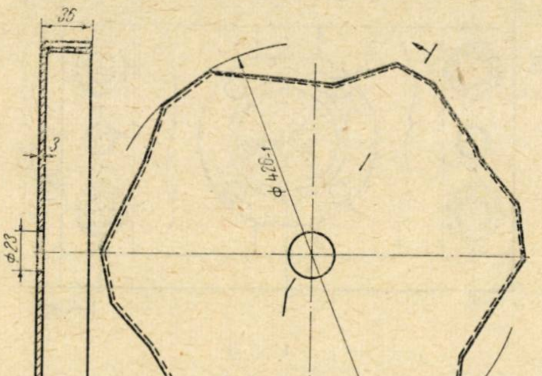


Fig. 5

Încărcarea se execută după preîncălzirea prealabilă a plăcii la circa 350°C. La executarea poansoanelor bimetalice, în vederea obținerii unei muchii sănătoase, poansoanele se execută cu o grosime cu 2—3 mm mai mare, astfel încît cotele prevăzute în documentație să fie realizate prin prelucrare după sudare, succesiunea operațiilor fiind aceeași ca și pentru confecționarea plăcilor.

Ținînd seamă că electrozii folosiți sînt cu înveliș bazic, este absolut necesar ca înainte de sudare să fie calcinați la 350C°, timp de 2 ore; în cazul cînd umiditatea din atmosferă este mai mare, timpul de depozitare după calcinare nu trebuie să întreacă 2—3 zile. Pentru sudare se folosește curent continuu cu polaritate inversă. Conform recomandațiilor uzinelor producătoare de electrozi, în timpul operației de sudare-încărcare, arcul trebuie menținut cît mai scurt posibil, cu electrodul în poziție aproape verticală. Piesele se vor poziționa astfel încît sudura să fie executată în jgheab, eventual în poziția ușor urcătoare, imprimîndu-se electrodului oscilații transversale cît mai mici. Pentru micșorarea deformațiilor și a tensiunilor, se aplică metodele de sudare folosite la table groase, adică în cocoașă sau în cascadă, cu trepte de 40—60 mm. La sudarea matrițelor pentru lucru la rece a fost necesar să se folosească suduri executate „în blocuri'' cu trepte de circa 80 mm executate discontinuu, astfel încît să rezulte după efectuarea blocurilor intervale

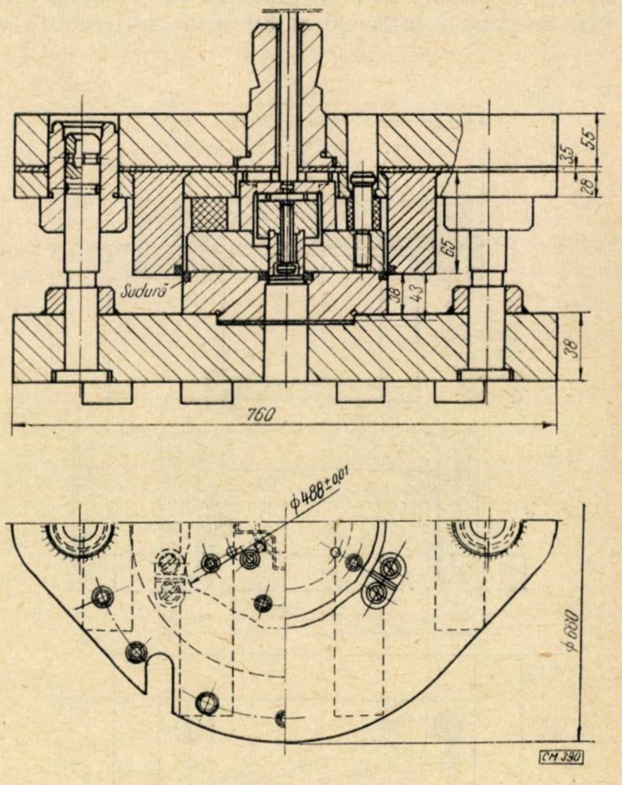


Fig. 6

de circa 30 mm. Sudura nu trebuie încheiată pe întregul contur, ci se începe din mai multe locuri şi numai după sudarea laturilor drepte pînă la nivelul superior se încarcă racordările sau intervalele, bineînţeles după ce s-a procedat la o nouă preîncălzire, în special cînd matriţele sînt mari. După fiecare rînd depus, se va curăţa atent zgura, în caz contrar se produc incluziuni.

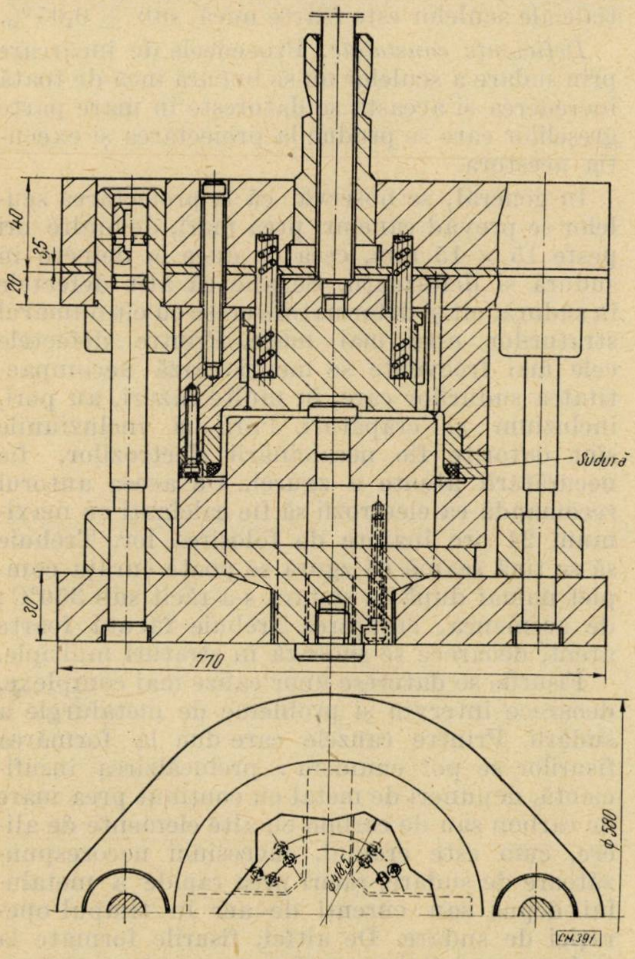


Fig. 7

Viteza de sudare trebuie să fie cît mai redusă, în vederea unei degazări cît mai complete a metalului depus.

Pentru prelucrarea părţilor active, piesele încărcate se supun unei recoaceri de înmuiere, a cărei temperatură este stabilită în funcţie de calitatea sudurii depuse.

La matriţele încărcate cu electrozii EL 50RCB, tratamentul de înmuiere constă dintr-o recoacere la 780°C, timp de 2 ore, cu răcire lentă în cuptor pînă la 650°C şi cu menţinere la această temperatură timp de 3 ore, după care piesa este lăsată să se răcească în cuptor. Cu acest tratament au fost obţinute cele mai bune rezultate, structura fiind omogenă, formată din perlită globulizată. Duritatea obţinută variază între 180 şi 240 HB, deci sudura este uşor prelucrabilă. Încercările executate la diferite temperaturi mai mari sau cu prelungirea duratei de menţinere într-un anumit interval de temperaturi, recomandat de uzina furnizoare, nu au dus la rezultate favorabile, durităţile obţinute fiind de peste 300 HB, iar în unele cazuri chiar pînă la 400 HB. Pentru matriţe la rece, executate cu electrozii EL 52 RC B, a căror depunere este un oţel slab aliat, siliciu-crom-vanadiu, recoacerea de înmuiere se face la temperatura de 760—780°C, cu menţinere timp de 3 ore, după care piesa este lăsată să se răcească lent în cuptor.

Pentru matriţe la rece, executate cu electrozii Boehler Fox Ledurit K, recoacerea de înmuiere se execută la 840°C, timp de 3—4 ore, cu răcire lentă în cuptor.

Tratamentul termic de călire-revenire. Tratamentul termic de călire-revenire se execută după ce matriţa este prelucrată la cotele finale. Acest tratament se aplică ţinîndu-se seamă de calitatea oţelului depus prin sudare, fără însă să influenţeze negativ materialul de bază.

Pentru matriţe la cald, cu sudura depusă cu electrozii EL 50 RC B, călirea se execută de la 850—870°C în ulei, cu revenire la 250—380°C, cu răcire în aer. După călire-revenire se obţin durităţi de 48—52 HRC. Structura este cu martensită mai grosolană în rîndurile de sudură apropiate de metalul de bază ; în rîndurile superioare se obţine o martensită de revenire fină. Granulaţia zonei influenţată termic de lîngă sudură este foarte fină.

Pentru matriţe la rece executate cu electrozii EL 52 RC B, călirea se execută la temperatura de 860—880°C în ulei, cu revenirea la 200—300°C, cu răcire în aer. Se obţin durităţi de 50—52 HRC. Pentru matriţe de tăiere-decupare se aleg temperaturi de revenire chiar sub 200°C.

Pentru matriţe la rece, sudate cu electrozii Boehler Fox Ledurit K, în vederea călirii se fac următoarele încălziri : încălzire pînă la 750°C, timp de 2 ore, de la 750—850°C timp de 15—20 min, iar de la 850—920°C, timp de 15 min, după care se face călirea în ulei. Duritatea sudurii este de 58—60 HRC.După călire, operaţia de revenire se face la 300°C, cu răcire în apă, obţinîndu-se durităţi de 56—58 HRC. Structura sudurii este formată din carburi dispuse interdendritic pe fond martensitic foarte fin. Deşi acest oţel, în vederea obţinerii unei durităţi mari a muchiei tăietoare, poate fi tratat la temperaturi mai înalte (950—980°C) nu au fost folosite aceste temperaturi, deoarece tratamentul nu este corespunzător materialului de bază, rezultînd o reţea de ferită cu orientări Widmanstätten, ceea ce face ca materialul să fie fragil. După o serie de încercări efectuate în cadrul uzinei, timpii de încălzire la o temperatură de 30—40 min între 750 şi 920°C sînt suficienţi pentru ca încărcătura la partea superioară, după călire, să capete o duritate suficient de mare.

În lucrările de specialitate se arată modul de folosire a materialelor de adaos cu conținuturi bogate de wolfram și alte elemente de aliere, crom, molibden, vanadiu etc. Aceste materiale de adaos se fabrică curent în uzinele din alte țări. Confecționarea sculelor la folosirea acestor materiale de adaos este ceva mai dificilă, fiind necesare temperaturi de preîncălzire mai mari decît cele menționate. Se recomandă, de asemenea, folosirea materialelor de bază mai rezistente cum sînt OL 70 sau oțeluri slab aliate cu mangan-siliciu, cu rezistența de 70—80 kgf/mm^2. În cazul sculelor mici, temperatura de preîncălzire este de 400—600°C, iar la scule mari, de 600—700°C. Temperaturile de călire sînt, de asemenea, mai mari, de peste 1000°C, iar revenirea se execută de 2 sau 3 ori. Pînă în prezent, nu s-au folosit astfel de electrozi. Probabil, o dată cu aplicarea noului standard în curs de publicare, care prevede și aceste calități de electrozi, se va trece și la asimilarea fabricării acestor electrozi în țară.

O deosebită atenție trebuie acordată unor materiale, cum sînt aliajele dure, a căror utilizare practică chiar în țările dezvoltate industrial este încă foarte limitată. Creșterea accentuată a rezistenței matrițelor de 20—60 ori s-a obținut prin utilizarea aliajelor metaloceramice dure pentru confecționarea sau armarea muchiilor tăietoare ale poansoanelor și plăcilor tăietoare de bază. S-a dovedit că utilizarea matrițelor confecționate din aceste aliaje este extrem de oportună, la producția de serie mare, cînd numărul de produse depășește un milion de bucăți. Aliajele din fier-cobalt-wolfram și fier-cobalt-molibden, în care elementele de aliere la solidificare se găsesc sub formă de particule fin dispersate, după călire de la temperatura de 1300°C au o duritate redusă, însă după solidificare cu dispersie la temperatura de 500—700°C, în decurs de cîteva ore, duritatea ajunge la circa 70 HRC, ceea ce corespunde unei rezistențe la uzură excepțional de ridicate. Încărcarea prin sudare permite să se confecționeze piese bimetalice de diferite forme. De curînd, Institutul de materiale al Academiei de Științe din U.R.S.S. a elaborat tehnologia de producție a benzi-electrod metaloceramice, care se confecționează prin laminarea la rece a unui amestec de pulberi luate în proporția necesară și aglomerarea lor ulterioară la o temperatură ridicată în hidrogen sau în vid. Dintr-un mare număr de aliaje încercate, rezultate bune cu duritate maximă după îmbătrînire a avut metalul cu un conținut de 17—19% Mo și 28—32% Co. La încărcarea prin sudare sub fluxul NA-60 s-a obținut un strat depus cu forma corespunzătoare, fără porozități, fisuri sau alte defecte. Lățimea stratului depus depinde de lățimea benzii și se pot obține într-o singură trecere rînduri de sudură cu lățimea de 10—50 mm și cu lățimea de 2—5 mm. După încărcare, duritatea metalului depus este de 43—45 HRC și deci poate fi prelucrat prin tăiere. După îmbătrînire timp de o oră la temperatura de 600°C, duritatea metalului depus este de 68—72 HRC. Materialul depus prezintă și avantajul că după tratamentul termic variația dimensiunilor inițiale ale sculelor este foarte mică, sub ± 0,05%.

Deficiențe constatate. Procedeele de încărcare prin sudare a sculelor nu se bucură încă de toată încrederea și aceasta se datorește în mare parte greșelilor care se produc la proiectarea și execuția acestora.

În general, se observă că la proiectarea sculelor se prevăd caneluri prea mari, de multe ori peste 15 × 15 mm, ceea ce duce la defecte în sudură și deformații. Se știe că atît defectele în sudură, cît și deformațiile cresc cu cît numărul straturilor este mai mare. Printre defectele cele mai frecvente se menționează necompactitatea sudurilor care, în multe cazuri, au pori, incluziuni și crăpături. Porii și incluziunile sînt datorite fie necalcinării electrozilor, fie necurățării atente a zgurei. De aceea autorul recomandă ca electrozii să fie calcinați cu maximum 24 ore înainte de folosirea lor. Trebuie să se țină seamă că zgura se poate curăța complet numai după ce sudura s-a răcit sub 350°C; de asemenea, curățarea trebuie făcută foarte atent, deoarece se sudează în straturi multiple.

Fisurile se datoresc unor cauze mai complexe, deoarece intervin și probleme de metalurgie a sudării. Printre cauzele care duc la formarea fisurilor se pot enumera: preîncălzirea insuficientă, depuneri de metal cu conținut prea mare de carbon sau de carbon cu alte elemente de aliere, cum este cromul, succesiuni necorespunzătoare de sudare, răciri prea rapide a metalului depus sau curenți de aer în timpul operației de sudare. De altfel, fisurile formate la sudarea matrițelor nu sînt pe toată secțiunea, ci numai pe grosimea unui rînd depus. Fisurile se produc atît în sens longitudinal, cît și în sens transversal. Ținînd seamă de felul cum lucrează matrițele, fisurile transversale, în special cele mici, nu au practic nici o importanță. Trebuie depusă o atenție deosebită în cazul cînd se produc fisuri longitudinale, deoarece acestea pot duce la desprinderi sau la ruperi ale muchiilor de tăiere.

Alte deficiențe proprii procesului de încărcare sînt:

— În procesul de încărcare se produce, într-o anumită măsură, un amestec al metalului depus cu metalul de bază. Experiențele arată că la încărcări fracțiunea de metal de bază în metalul cusăturii poate fi în primul rînd de sudură depus, de peste 30%, în funcție de regimul de încărcare. Pentru a obține compoziția chimică necesară a metalului, încărcarea trebuie efectuată în straturi multiple, deoarece numai după al treilea sau al patrulea strat se poate considera că metalul depus este pur. Aceasta a fost cauza care a făcut să nu fie folosite canelurile închise, aşa cum s-a menţionat mai înainte.

— Variaţia dimensiunilor piesei după aplicarea tratamentului termic are repercusiuni negative asupra dimensiunilor sculei. Cercetările efectuate au arătat că cea mai mică variaţie a dimensiunilor iniţiale ale pieselor în urma tratamentului de călire-revenire se produce la aliajul metaloceramic Fe-Mo-Co şi la oţelul cu 2% C şi 12% Cr, variaţia dimensiunilor fiind pînă la maximum ± 0,05%. Toate celelalte oţeluri au variaţia numai cu valori pozitive. Oţelurile bogat aliate cu wolfram au variaţii cuprinse între + 0,05 şi + 0,15%. Oţelurile slab aliate au variaţii cuprinse între + 0,1 şi + 0,25%, iar oţelurile carbon au cele mai mari variaţii, cuprinse între +0,2 şi +0,25%. Se poate considera că atunci cînd variaţia dimensiunilor este sub 0,05% faţă de dimensiunile iniţiale, nu mai este necesară ajustarea la dimensiunea precisă şi rectificarea sculei confecţionate după tratament termic, astfel încît dimensiunea precisă poate fi efectuată înainte de îmbunătăţirea metalului moale depus.

Lucrări de reparaţii. Calităţile de electrozi menţionate pot fi folosite şi la lucrări de reparaţii la scule confecţionate din oţeluri slab aliate sau aliate, de compoziţie apropiată de cea a materialului de adaos; electrozii pot fi folosiţi şi la prepararea sculelor bimetalice, efectuate cu aceşti electrozi. Este necesar ca, înainte de sudare piesele respective să fie preîncălzite la o temperatură cît mai mare, în vederea evitării fisurilor. Sudura trebuie depusă atent fără îngroşări, în care caz ea poate fi rectificată cu o piatră de polizor; de asemenea nu mai este necesar tratamentul termic după încărcare.

Durificarea matriţelor. În vederea măririi duratei de exploatare a matriţelor se recomandă ca după execuţia completă a matriţelor acestea să fie durificate cu scîntei. Durificarea se va efectua numai pe suprafeţele cele mai active, executîndu-se cu electrozi din carburi dure. În acest caz, duritatea stratului superficial ajunge pînă la 1200 HV, prelungind durata de exploatare a matriţei cu 40—60% faţă de matriţele nedurificate.

Concluzii

1. Confecţionarea matriţelor bimetalice, în comparaţie cu cele monometalice, prezintă avantajul că nu necesită oţel aliat scump, se evită spargerile şi se întreţin mult mai uşor, ceea ce duce la un important efect economic.

2. Electrozii fabricaţi în ţară pentru confecţionarea matriţelor sînt corespunzători, însă gama de fabricaţie a acestora trebuie lărgită şi spre fabricarea sorturilor de electrozi cu depuneri bogat aliate cu Cr, Cr—W, W etc.

3. În vederea confecţionării matriţelor bimetalice, se recomandă să fie aplicată metoda de sudare în blocuri de 80—100 mm cu intervale de 30—40 mm, cu preîncălzirea materialului de bază.

4. Se recomandă ca după confecţionarea matriţei să fie folosită durificarea cu scîntei cu electrod din carburi de W, care măresc durabilitatea cu 40—60%.

---

[1] *Blanc, G. M.* Auftragen und Auftragswerkstoffe. In: Schweisstechnik-Soudure, nr. 7, iun 1964, p. 213—238.

[2] *Bloskin, E. G.* şi *Erşov, L. K.* Experienţa introducerii încărcării ştanţelor. In: Sudura, I.D.T., nr. 4, apr 1962, p. 162—165 (Tradus din Svarocinoe Proizvodstvo, nr. 1, ian 1962, p. 26—28.

[3] *Nerodenko, M. M.* şi *Frumin, I. I.* Mehanizirovania naplavka zagotovok ştampov holodnoi ştampovki. In: Avtomaticeskaia svarka, nr. 9, sept 1964, p. 15 — 16.

[4] *Panovko, V. M.* Aprecierea şi alegerea electrozilor pentru încărcarea prin sudare a ştanţelor. In: Sudura, I.D.T., nr. 7, iul 1963, p. 286—292. (Tradus din Svarocinoe Proizvodstvo, nr. 3, mart 1963, p. 25—28).

[5] *Vasile Ilie.* Confecţionarea matriţelor prin încărcare cu sudură. In: Metalurgia şi Construcţia de maşini, nr. 1, 1961, p. 67—71.

CZ 621.643.414: 621.357: 621.753.1

Unele considerații asupra toleranțelor de execuție ale îmbinărilor filetate acoperite galvanic

MARTHA SĂLCUDEANU și GHEORGHE SĂLCUDEANU

Îmbinările filetate acoperite galvanic sînt frecvent întîlnite în construcția de mașini din țara noastră și de peste hotare.

În vederea acoperirilor galvanice, filetele trebuie executate cu abateri corespunzătoare la dimensiunile lor nominale.

Se constată însă că, în prezent, nici STAS-urile și nici standardele străine pentru filete nu țin seamă de jocurile necesare acoperirilor galvanice. Ca urmare, piesele filetate cu toleranțele din standarde nu pot fi protejate prin acoperiri galvanice.

Problema este menționată în literatura de specialitate, fără a fi totuși rezolvată. În anul 1962 a avut loc în Franța o conferință cu participarea fabricanților de șuruburi și a beneficiarilor, la care s-au discutat standardele și normele în vigoare atunci, dar nu s-a ajuns la un punct de vedere comun în această problemă.

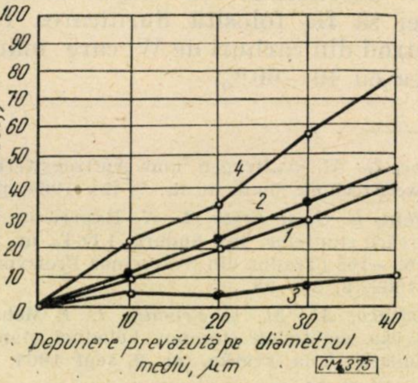


Fig. 1

Prin măsurări, s-a constatat că, pe suprafețele filetate, grosimea stratului depus pe cale galvanică în aceleași condiții nu este uniformă. Astfel, în cazul acoperirii cu un strat de Cu—Ni—Cr, la o grosime variind între 0 și 40 μm pe diametrul mediu al filetului șurubului s-au obținut grosimi diferite pe vîrful și fundul filetului, după cum se arată în figura 1.

Curba 1 reprezintă depunere prevăzută pe diametrul mediu, curba 2, depunere realizată, curba 3, depunere realizată pe fundul filetului, iar curba 4, depunere realizată pe vîrful filetului.

De exemplu, față de 20 μm prevăzuți a se depune pe diametrul mediu, s-au obținut : 23 μm pe acest diametru, 35 μm pe vîrf și numai 5 μm pe fundul filetului.

Grosimea neuniformă a stratului de Cu-Ni-Cr are ca efect micșorarea unghiului profilului filetului (fig. 2).

Pentru filetul metric este necesar deci un unghi inițial al profilului mai mare de 60°. La exemplul considerat, alegînd unghiul inițial de 64°, se ajunge prin acoperire galvanică la valoarea standardizată de 60° (fig. 3).

În figura 3, curba 1 reprezintă profilul filetului înainte de acoperire, curba 2, profilul teoretic, iar curba 3, profilul filetului după acoperire.

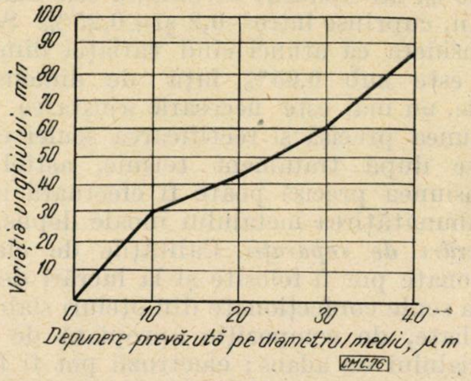


Fig. 2

Pe filetul piulițelor grosimea stratului depus în condiții egale de densitate de curent, compoziție în baie și timp, atinge circa 3/4 din valoarea stratului depus pe filetul șurubului. De aceea și variația unghiului profilului filetului este mai mică. Fenomenul este cauzat de ecranarea care are loc totdeauna la depunerile galvanice în găuri.

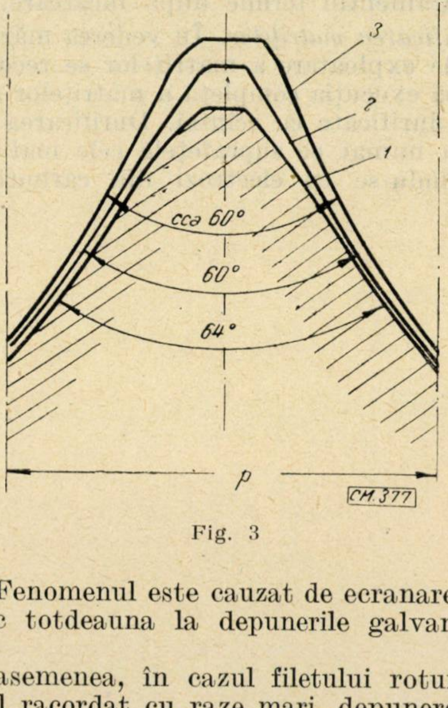


Fig. 3

De asemenea, în cazul filetului rotund, cu profilul racordat cu raze mari, depunerea galvanică este ceva mai uniformă.

Pentru stabilirea toleranțelor de execuție, care să garanteze jocul necesar acoperirii galvanice a filetelor, trebuie fixate limitele admisibile ale grosimii stratului depus.

În literatura de specialitate, pentru majoritatea cazurilor practice, se recomandă grosimea minimă de 5 µm, iar cea maximă de 20 µm, deoarece, dacă grosimea depășește aceste valori, nu mai poate fi asigurată calitatea acoperirii galvanice. Între aceste limite trebuie încadrat întregul strat, chiar dacă se obține prin acoperiri succesive de Cu, Ni, Cr.

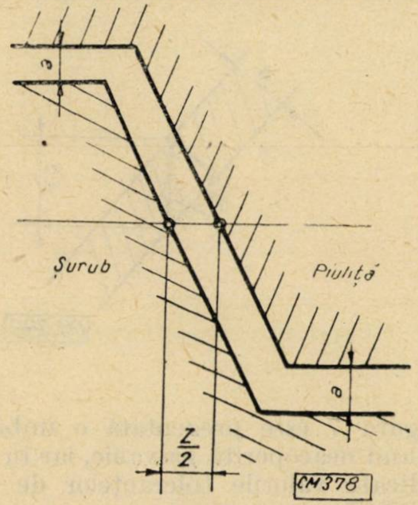


Fig. 4

În figura 4 este prezentat schematic jocul Z al unei asamblări cu filet metric, iar în figura 5, modul cum are loc acoperirea galvanică a unui flanc.

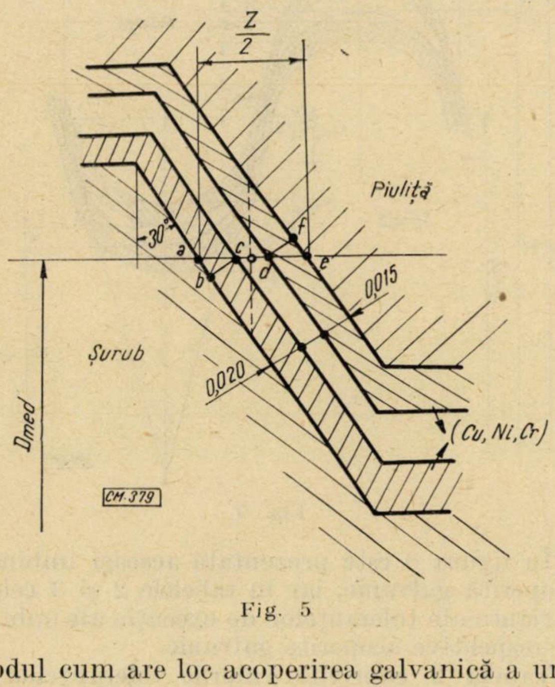


Fig. 5

Straturile cu grosimea $bc = 0{,}020$ mm, respectiv $df = 0{,}015$ mm depuse pe filetul șurubului, respectiv al piuliței, sînt hașurate mai des.

Din triunghiul abc rezultă dimensiunea $\overline{ac}$:

$$\overline{ac} = \frac{\overline{bc}}{\cos 30^\circ} = \frac{20}{0{,}865} = 23{,}2\ \mu\text{m}, \qquad (1)$$

iar din triunghiul def, dimensiunea $\overline{ed}$:

$$\overline{ed} = \frac{\overline{df}}{\cos 30^\circ} = \frac{15}{0{,}865} = 17{,}5\ \mu\text{m}. \qquad (2)$$

Suma $\overline{ac} + \overline{ed} = 40{,}7$ µm trebuie să fie cel mult egală cu $\frac{Z}{2}$, pentru ca îmbinarea să funcționeze.

Deci:

$$\overline{ac} + \overline{ed} \leqslant \frac{Z}{2}. \qquad (3)$$

Această condiție nu este satisfăcută de nici unul dintre standardele care prevăd totuși la asamblările filetate un anumit joc inițial (fără însă a avea în vedere acoperirile galvanice).

Astfel, DIN 103 prevede următoarele valori pentru jocul Z, în funcție de pasul filetului:

p, mm	Z, mm	a, mm
1	0,011	0,170
1,5	0,013	0,175
2	0,015	0,278
3	0,019	0,285
4	0,021	0,290

În standardul american Bl — 1, jocul se dă în țoli, în funcție de numărul de pași/țol:

pași/țol	Z, țoli	Z, mm
20	0,0011	0,0280
18	0,0012	0,0305
16	0,0013	0,0330
14	0,0014	0,0356
13	0,0015	0,0380
12	0,0016	0,0406
11	0,0017	0,0430
10	0,0018	0,0460
9	0,0019	0,0480
8	0,0020	0,0510

Standardul englez BS Eng. 919 dă la filetul de 3/8″ un joc de 0,028 mm.

Se recomandă după GOST [1] ca jocul minim garantat să fie de circa 1/3 din toleranța diametrului mediu, toleranță care are valori cuprinse între 50 și 100 µm, pentru pași de 2—5 mm.

Rezultă o valoare a jocului de 0,015 — 0,033 µm la pasul de 2—5 mm.

Deci, jocurile indicate în standardele citate sînt apropiate între ele, variind între limitele:

$$Z_{min} = 0{,}010 \text{ mm și } Z_{max} = 0{,}050 \text{ mm},$$

pentru dimensiunile de filete utilizate practic.

Se constată astfel că $Z_{max} = 0{,}050$ mm reprezintă numai aproximativ jumătate din jocul impus de condiția (3).

Față de această situație apare necesitatea stabilirii de noi abateri limită și de toleranțe pentru filetele acoperite galvanic.

Metoda folosită la F.A.N.E.M. (Fabrica de armături neferoase și echipament metalic) reprezintă un aport în rezolvarea acestei probleme.

Deplasările totale de profil vor fi egale cu suma :

$\Delta\ b + \Delta\ b_1 = 260\ \mu m$ — la filete rotunde;

$\Delta\ b + \Delta\ b_1 = 150\ \mu m$ — la filete în țoli (G) ;

$\Delta\ b + \Delta\ b_1 = 140\ \mu m$ — la filete metrice.

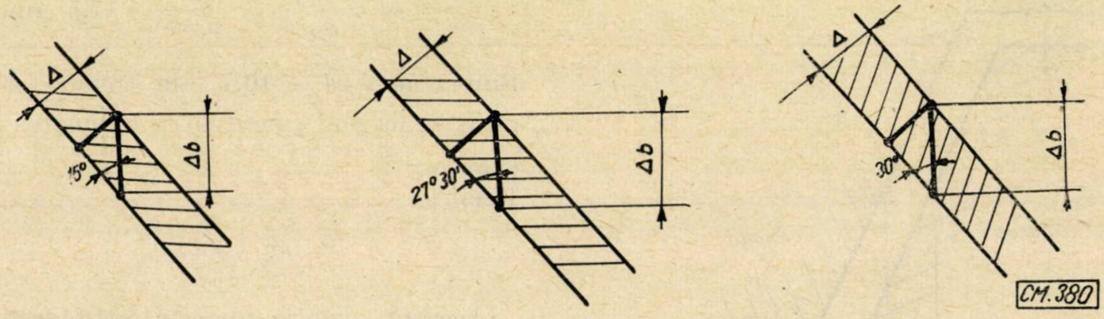


Fig. 6

La fabricația de armături neferoase pentru instalații sanitare, îmbinările filetate acoperite galvanic cu straturi succesive de Cu—Ni—Cr constituie cazul curent. La realizarea acestor acoperiri au fost întîmpinate o serie de dificultăți, atît la filetele metrice, filetele în țoli pentru racorduri (G), cît și la filetele rotunde, deoarece jocurile prevăzute în STAS sînt prea mici.

Se prezintă mai jos studiile și încercările făcute pentru înlăturarea dificultăților, cum și rezultatele obținute.

Pentru a realiza îmbinări filetate acoperite galvanic a fost necesar să se calculeze valorile cu care va fi nevoie să se mărească toleranța diametrului mediu al pieselor filetate ($\Delta\ b$), pentru a realiza o îmbinare corectă acoperită galvanic. S-a calculat această valoare pentru fiecare din tipurile de filete amintite mai sus.

În figura 6 apar schematic valorile $\Delta\ b$ pentru cele trei cazuri : 6*a* — filete rotunde ; 6*b* — filete în țoli-gaz ; 6*c* — filete metrice

Pentru toate trei cazurile se consideră valoarea lui $\Delta \cong 20\ \mu m$.

Rezultă pe rînd următoarele valori :

filete rotunde :

pentru șurub : $\Delta b = \frac{\Delta}{\sin 15°} \cong \frac{20}{0{,}26} \cong 77\ \mu m$, iar pe diametru $\approx 150\ \mu m$; pentru piuliță : $\Delta\ b_1 \cong 150\ .\ 3/4 \cong 110\ \mu m$.

filete în țoli (G) :

pentru șurub : $\Delta b = \frac{\Delta}{\sin 27°30'} \cong \frac{20}{0{,}463} \cong 43\ \mu m$, iar pentru diametru $\cong 85\ \mu m$; pentru piuliță : $\Delta\ b_1 = 85 \cdot 3/4 \cong 65\ \mu m$

filete metrice :

pentru șurub : $\Delta b = \frac{\Delta}{\sin 30°} = \frac{20}{0{,}5} = 40\ \mu m$, iar pe diametru $= 80\ \mu m$; pentru piuliță : $\Delta\ b_1 = 80\ .\ 3/4 = 60\ \mu m$.

În figura 7 este prezentată o îmbinare cu filet rotund neacoperită galvanic, iar în tabela 1 sînt indicate valorile toleranțelor de execuție ale îmbinărilor respective.

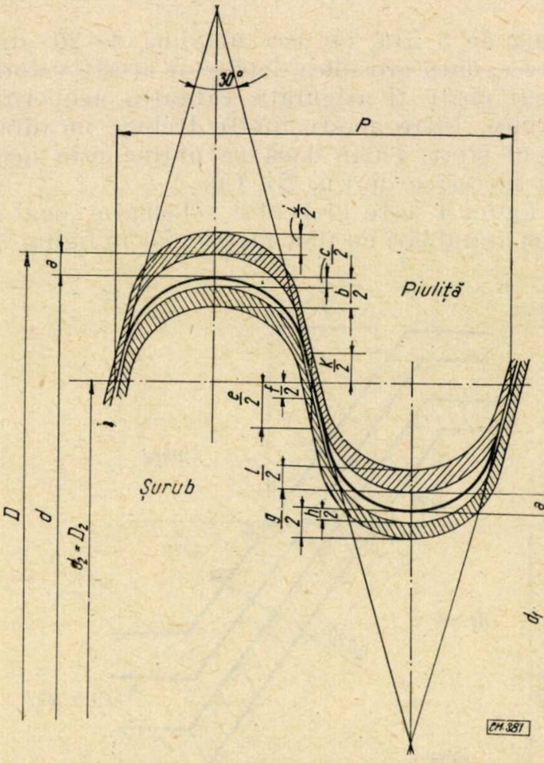


Fig. 7

În figura 8 este prezentată aceeași îmbinare acoperită galvanic, iar în tabelele 2 și 3 cele 2 variante ale toleranțelor de execuție ale îmbinării respective acoperite galvanic.

Tabela 2 cuprinde valorile toleranțelor de execuție calculate cu ajutorul deplasărilor de profil stabilite anterior, care aveau valorile de 150 µm la șurub și 110 µm la piuliță. Ținînd seamă de faptul că aceste valori au fost calculate

Tabela 1

Diametrul nominal, mm	Pasul, mm	Toleranţa şurubului, µm						Toleranţa piuliţei, µm					
		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior	
		abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară
d	p	$-b$	$-c$	$-e$	$-f$	$-g$	$-h$	+0	$+i$	+0	$+k$	+0	$+l$
8	2	−267	−55	−196	−55	−196	−55	+0	+141	+0	+141	+0	+212
8	2,5	−292	−60	−215	−60	−215	−60	+0	+155	+0	+155	+0	+232
9	2,5	−297	−60	−218	−60	−218	−60	+0	+158	+0	+158	+0	+237
10	2,5	−302	−60	−221	−60	−221	−60	+0	+161	+0	+161	+0	+242
12	2,5	−308	−60	−225	−60	−225	−60	+0	+165	+0	+165	+0	+248
14	3	−341	−65	−249	−65	−249	−65	+0	+184	+0	+184	+0	+276
16	3	−345	−65	−252	−65	−252	−65	+0	+187	+0	+187	+0	+280
18	3	−352	−65	−256	−65	−256	−65	+0	+191	+0	+191	+0	+287
20	3	−357	−65	−260	−65	−260	−65	+0	+195	+0	+195	+0	+292

Tabela 2

Diametrul nominal, mm	Pasul, mm	Toleranţa şurubului, µm						Toleranţa piuliţei, µm					
		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior	
		abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară
d	p	$-b$	$-c$	$-e$	$-f$	$-g$	$-h$	$+i$	$+k$	$+l$	$+m$	$+n$	$+s$
8	2	−417	−205	−346	−205	−346	−205	+110	+251	+110	+251	+110	+322
8	2,5	−442	−210	−365	−210	−365	−210	+110	+265	+110	+265	+110	+342
9	2,5	−447	−210	−368	−210	−368	−210	+110	+268	+110	+268	+110	+347
10	2,5	−452	−210	−371	−210	−371	−210	+110	+271	+110	+271	+110	+352
12	2,5	−458	−210	−375	−210	−375	−210	+110	+275	+110	+275	+110	+358
14	3	−491	−215	−399	−215	−399	−215	+110	+294	+110	+294	+110	+386
16	3	−495	−215	−402	−215	−402	−215	+110	+297	+110	+297	+110	+390
18	3	−502	−215	−406	−215	−406	−215	+110	+301	+110	+301	+110	+397
20	3	−507	−215	−410	−215	−410	−215	+110	+305	+110	+305	+110	+402

pentru valoarea maximă a grosimii stratului depus de 20 µm, se poate considera că ele pot fi aplicate doar în acest caz.

Deoarece însă, în realitate, această grosime maximă se obţine foarte rar şi, practic, nici o dată la ambele piese, s-au redus valorile deplasărilor de profil la 100 µm la şurub şi la 75 µm la piuliţă, păstrînd proporţia dintre cele două deplasări stabilită anterior.

Rezultatele obţinute cu ajutorul noilor deplasări de profil au fost trecute în tabela 3. Întrucît filetele rotunde utilizate nu sînt standardizate, executîndu-se conform unei norme uzinale, deplasările de profil corespunzătoare s-au efectuat atît la şurub, cît şi la piuliţă. Aceasta pentru că ambele scule de prelucrare, atît tarodul, cît şi filiera, trebuie să se execute în cadrul uzinei.

Rezultatele obţinute în practică, conform toleranţelor prescrise în tabela 3 — toleranţe rămase definitive — au fost din cele mai bune. Astfel, nu au fost piese care să nu poată fi asamblate, iar după asamblare jocurile rezultate au fost cele normale.

Pentru asamblările cu filete metrice sau în ţoli (G) s-a pornit de la ideea că acestea pot fi realizate cu un consum minim de scule nestandardizate. Astfel, s-a constatat că dacă se compară dificultăţile pe care le reclamă confecţionarea unei filiere cu cele provocate de execuţia unui tarod, rezultă că execuţia tarozilor este cu mult mai uşoară.

S-au utilizat, astfel, atît pentru filetele metrice, cît și pentru filetele în țoli (G), filiere standardizate, rămînînd ca jocurile necesare acoperirii galvanice să fie realizate prin deplasarea profilului tarozilor cu valorile calculate anterior, adică 150 μm pentru filete gaz și 140 μm pentru filete metrice.

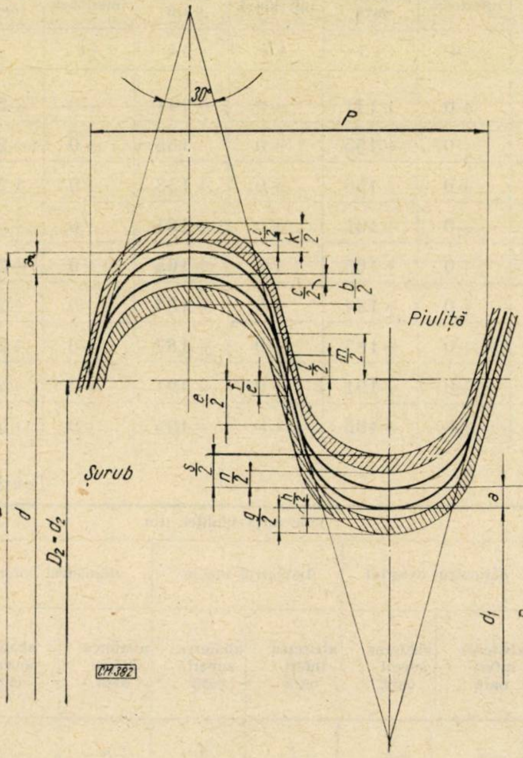


Fig. 8

Păstrînd toleranțele de execuție indicate în STAS 1765—50, pentru filete în țoli (G), utilizate la racorduri și piese speciale, rezultă figura 9 și tabela 4.

Pentru filetele metrice și metrice fine, metoda de lucru a fost aceeași, păstrîndu-se valoarea toleranțelor prescrise de STAS-urile 5590—62 și 5449—62 și utilizînd o deplasare de profil de 140 μm.

Astfel, s-au obținut rezultatele din figura 10 și tabela 5.

Trebuie menționat că în limitele de diametre utilizate și trecute în tabelă s-a considerat că valoarea toleranțelor va fi cea aferentă pasului respectiv și nu diametrului utilizat.

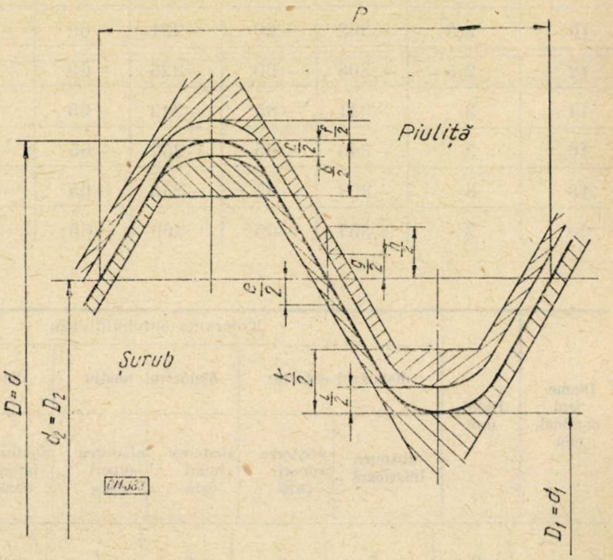


Fig. 9

Pentru realizarea corectă a acestor îmbinări s-au întocmit norme uzinale cu toleranțele de

Tabela 3

Diametrul nominal, mm	Pasul, mm	Toleranța șurubului, μm						Toleranța piuliței, μm					
		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior	
		abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară
d	p	$-b$	$-c$	$-e$	$-f$	$-g$	$-h$	$+i$	$+k$	$+l$	$+m$	$+n$	$+s$
8	2	−367	−155	−296	−155	−296	−155	+75	+216	+75	+216	+75	+287
8	2,5	−392	−160	−315	−160	−315	−160	+75	+230	+75	+230	+75	+307
9	2,5	−397	−160	−318	−160	−318	−160	+75	+233	+75	+233	+75	+312
10	2,5	−402	−160	−321	−160	−321	−160	+75	+236	+75	+236	+75	+317
12	2,5	−408	−160	−325	−160	−325	−160	+75	+240	+75	+240	+75	+323
14	3	−441	−165	−349	−165	−349	−165	+75	+259	+75	+259	+75	+351
16	3	−445	−165	−352	−165	−352	−165	+75	+262	+75	+262	+75	+355
18	3	−452	−165	−356	−165	−356	−165	+75	+266	+75	+266	+75	+362
20	3	−457	−165	−360	−165	−360	−165	+75	+270	+75	+270	+75	+367

Tabela 4

Denumirea filetului, ţoli	Numărul de paşi/ţol	Pasul, mm	Toleranţa şurubului, μm						Toleranţa piuliţei, μm					
			diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior	
			abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară
—	z	p	−b	−c	−e	−0	—	−0	+f	—	+g	+h	+i	+k
G3/8	19	1,337	−422	−62	−148	−0	Nu se limitează	−0	+150	Nu se limitează	+150	+298	+260	+530
G1/2	14	1,814	−465	−65	−161	−0		−0	+150		+150	+311	+269	+569
G3/4	14	1,814	−471	−67	−161	−0		−0	+150		+150	+311	+283	+603
G1	11	2,309	−499	−69	−193	−0		−0	+150		+150	+343	+289	+649
G11/4	11	2,309	−552	−70	−193	−0		−0	+150		+150	+343	+298	+658
G11/2	11	2,309	−600	−73	−193	−0		−0	+150		+150	+343	+305	+675
G 2	11	2,309	−604	−74	−224	−0		−0	+150		+150	+374	+308	+704

Tabela 5

Diametrul nominal al filetului, mm	Pasul, mm	Toleranţa şurubului, μm						Toleranţa piuliţei, μm					
		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior		diametrul exterior		diametrul mediu		diametrul interior	
		abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară	abaterea inferioară	abaterea superioară
d,D	p	−b	−0	−c	−0	—	−0	+e	—	+f	+g	+h	+i
1,6 ;1,8	0,35	− 90	−0	− 99	−0	Nu se limitează	−0	+140	Nu se limitează	+140	+239	+140	+240
3	0,5	−120	−0	−118	−0		−0	+140		+140	+258	+140	+280
4	0,7	−140	−0	−140	−0		−0	+140		+140	+280	+140	+320
5	0,8	−220	−0	−150	−0		−0	+140		+140	+290	+140	+340
6	1	−250	−0	−168	−0		−0	+140		+140	+308	+140	+340
8	1,25	−300	−0	−187	−0		−0	+140		+140	+327	+140	+350
10	1,5	−350	−0	−205	−0		−0	+140		+140	+345	+140	+390
12	1,75	−380	−0	−222	−0		−0	+140		+140	+362	+140	+420
16	2	−410	−0	−237	−0		−0	+140		+140	+377	+140	+440
20	2,5	−480	−0	−265	−0		−0	+140		+140	+405	+140	+460
22	2,5	−480	−0	−265	−0		−0	+140		+140	+405	+140	+460
24	3	−520	−0	−290	−0		−0	+140		+140	+430	+140	+520
27	3	−520	−0	−290	−0		−0	+140		+140	+430	+140	+520
30	35	−550	−0	−313	−0		−0	+140		+140	+453	+140	+560

execuție ale tarozilor cu profil deplasat și s-au executat tarozii respectivi.

În urma încercărilor efectuate cu șuruburi prelucrate cu filiere standardizate și cu piulițe prelucrate cu tarozii cu profil deplasat, s-a constatat că îmbinările sînt corecte și în același timp ușor de realizat, neavînd nici un fel de dificultăți la asamblare.

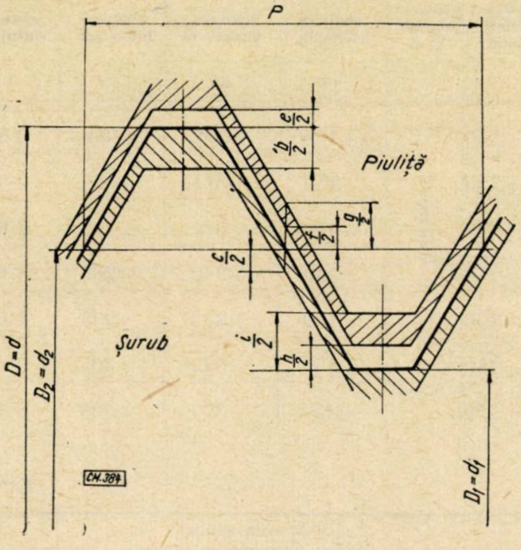


Fig. 10

S-a constatat, deci, că prescriind deplasări de profil corespunzătoare, îmbinările pot fi realizate cu ușurință în mod corect, utilizînd atît scule standardizate (filiere), cît și scule nestandardizate (tarozi).

În concluzie, realizarea în serie a asamblărilor filetate acoperite galvanic necesită elaborarea unor normative sau standarde, care să țină seamă de modificările dimensionale care survin în procesele de acoperiri galvanice.

Aplicarea normelor uzinale care iau în considerare problemele prezentate anterior a contribuit la ridicarea calității asamblărilor filetate, la simplificarea lucrărilor de montaj și la micșorarea procentului de rebuturi în uzină.

---

[1] *Aparin, G. A.* și *Gorodețki, E.* Depuski i tehniciskie izmerenia. Mașghiz, 1958.

Documentare

O nouă variantă a motorului sistem M. In : Gas and Oil Power, ian — febr 1966.

Lucrarea de a arde benzină în motoarele MAN de sistem M (Meurer) a întîmpinat dificultățile legate de necesitatea folosirii unor aparate de comprimare foarte înaltă (pînă la 25) care să asigure autoaprinderea benzinelor de înaltă cifră octanică. Rezolvarea dificultăților a fost posibilă prin folosirea aprinderii prin scînteie, ceea ce a permis reducerea raportului de comprimare pînă la 14—17. În figura 1 se arată camera de ardere din piston și bujia specială situată diametral opus injectorului. O cantitate redusă din filmul de combustibil de pe pereți este dirijată spre bujie printr-un canal practicat la periferia camerei din piston. Scînteia aprinde acest combustibil, ceea ce duce la inflamarea imediată a amestecului concentrat la peretele camerei de ardere. Acest sistem a fost denumit FM (Fremdgezundetes M-Verfahren-sistem M cu aprindere forțată). Motorul FM lucrează bine și cu combustibili Diesel. Unul dintre cele mai interesante rezultate ale sistemului FM este lipsa de toxicitate a gazelor evacuate, în comparație cu un motor obișnuit cu aprindere prin scînteie. În figura 2 se arată rețeaua curbelor de consum specific constant la funcționarea cu benzină de cifră octanică 100.

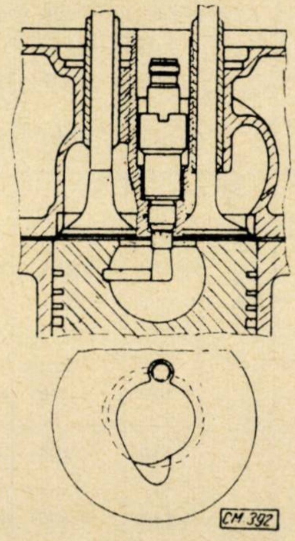


Fig. 1

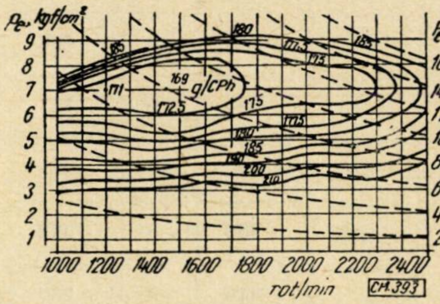


Fig. 2

Motorul Sulzer de 4000 CP pentru tracțiunea feroviară În : Gas and Oil Power, ian — febr 1966.

În noua familie de motoare LVA, cu alezajul de 240 mm și cursa de 280 mm, uzinele Sulzer au pregătit motorul LVA 24 cu 16 cilindri în V, care dezvoltă 4 000 CP. Trăsăturile noi care sînt încorporate în acest tip de motor sînt : cadrul complet sudat, patru supape la chiulasă şi dispunerea în V a cilindrilor. La început motorul a fost tarat la 209 CP/cilindru la 1 050 rot/min. După experienţa cîştigată în exploatare cu motoare de 8 şi 12 cilindri, motorul a fost retarat la 250 CP/cilindru la 1 100 rot/min. Prototipul cu 16 cilindri a fost supus încercărilor pînă la sfîrşitul anului trecut. Datele principale ale motorului, în afară de cele arătate anterior, sînt : unghiul V-ului 50°, presiunea medie efectivă 16,2 kgf/cm^2, viteza medie a pistonului 10,3 m/s, puterea litrică 19,9 CP/l, încărcarea pistonului 0,552 CP/cm^2, greutatea uscată 20 400 kg, greutatea pe cal 5 kg/CP, ceea ce este remarcabil pentru un motor din această clasă.

Tractor Bühver-Standard cu motor Ford de 50 CP echipat cu un generator de gaz Volvo. În : Le tracteur et la machine agricole, nr. 1, 1966.

Constructiv, gazogenul este montat pe tractor astfel încît să nu împiedice vizibilitatea conducătorului pe drum sau în timpul muncilor agricole. În schimb, datorită greutăţii sporite, menţinerea direcţiei necesită un efort suplimentar.

Gazogenul comportă un generator, un filtru ciclon, un filtru din ţesătură, o instalaţie de răcire a gazului şi un dispozitiv de amestec aer-gaz.

Sistemul de comenzi este suficient de simplu : o pedală şi o manetă pentru gaz, o pîrghie pentru trecerea de la funcţionarea cu gaz la funcţionarea cu combustibil lichid şi invers, o pîrghie pentru reglajul dozajului.

Iniţial, mijlocul focarului este umplut cu cărbune de lemn care, ulterior, se formează automat. Umplerea generatorului cu lemn se face la circa fiecare 30 de min, iar pentru a împiedica formarea bolţilor, focul trebuie activat la fiecare 20 de min.

Din generator, gazul trece în filtrul ciclon care trebuie curăţat zilnic şi apoi prin filtrul din ţesătură (curăţat după fiecare 25 ore de funcţionare).

Instalaţia de răcire prezintă o derivaţie care permite gazelor intrarea directă în motor ,cînd timpul este rece sau la pornire, gazele prea reci determinînd depuneri de gudron pe tijele supapelor. Cînd puterea motorului scade datorită micşorării coeficientului de umplere, se pune în funcţiune răcitorul cu ajutorul unei manete simple, schimbînd circuitul gazelor. Apa de condensare depusă în răcitor trebuie golită de două ori pe zi.

La pornire, motorul porneşte cu combustibil lichid, ca motor Diesel, iar după trei minute de la aprindere focarul generatorului începe să funcţioneze, putîndu-se trece la funcţionarea pe gaz ; motorul atinge puterea nominală după 10 min.

Dacă în timpul exploatării apare o scădere accidentală a puterii, se măreşte consumul de combustibil lichid.

Regimul de funcţionare a motorului trebuie să fie corespunzător unei bune aspiraţii din generator, economia de combustibil lichid fiind în acest caz maximă.

Pentru alimentarea generatorului se folosesc, în general, crăci tăiate în tronsoane de 4 cm lungime.

Pentru ca motorul să funcţioneze în condiţii bune trebuie ca instalaţia să fie corect întreţinută ; timpul necesar lucrărilor de întreţinere este funcţie de perioada de funcţionare : 30 min după 10 ore de lucru, 2 ore după 50 de ore de lucru şi 3 ore după 100 de ore de funcţionare.

Clinometru longitudinal şi transversal pentru tractoare. În : Le tracteur et la machine agricole, nr. 1, 1966.

Articolul considerat preconizează montarea unui clinometru indicînd înclinarea laterală şi longitudinală pe tractoarele destinate exploatării în terenurile neregulate.

Instrumentul putînd prezenta o construcţie simplă — un pendul oscilant plasat într-o capsulă plină cu un lichid amortizor şi un sistem de pîrghii ce antrenează acul indicator sau o construcţie formată din tuburi comunicante — ar trebui prevăzut şi montat de uzina constructoare respectivă.

Montarea pe tractor a unui asemenea dispozitiv permite conducătorului cunoaşterea imediată a unghiului de pantă, putîndu-se împiedeca răsturnarea longitudinală sau transversală. Chiar numai un clinometru longitudinal — prin rularea în sensul pantei maxime — precizează posibilitatea de deplasare în lungul curbelor de nivel. Natural, este necesar să se cunoască atît unghiul limită de stabilitate longitudinală, cît şi cel de stabilitate transversală în condiţiile respective de deplasare.

Evident, dispozitivul nu poate interveni automat pentru a reduce pericolul de răsturnare însă serveşte pentru avertizarea conducătorului.

Se apreciază că inovaţia ar putea reduce mult din apreciabilul număr de accidente mortale ce se produc în fiecare an prin răsturnarea tractorului peste conducător.

Bujii speciale pentru automobile. În : Machine Design, 22 octombrie 1964.

Una dintre problemele în legătură cu funcţionarea bujiilor motoarelor de tracţiune cu aprindere prin scînteie electrică este determinată de necesitatea de variaţie a distanţei dintre electrozi în funcţie de dozajul amestecului. Astfel, distanţa dintre electrozi trebuie să fie mai mare pentru dozaje sărace şi amestecuri de temperatură mai joasă şi să scadă pentru dozaje bogate şi temperaturi ridicate atunci cînd motorul funcţionează în plină sarcină.

La mărirea distanţei considerate apare posibilitatea ca tensiunea disponibilă să nu fie suficientă pentru a determina apariţia scînteii în amestecuri de dozaj bogat, iar în cazul micşorării acestei distanţe scînteia ar putea fi prea rece pentru a putea permite aprinderea amestecului sărac.

Practic, reglajul este realizat pentru o situaţie intermediară, apărînd din această cauză o pierdere de randament.

Pentru a se obţine un randament cît mai mare, la orice regim funcţional, s-a realizat un tip de bujie la care distanţa dintre electrozi variază în funcţie de dozaj. Bujia comportă trei electrozi, unul destinat formării scînteii, iar ceilalţi doi fiind situaţi la distanţe diferite de primul. Electrodul mai distanţat este legat normal la borna de tensiune a bujiei, cel de-al doilea fiind separat printr-un întrefier secundar corespunzător unui arc de tensiune aproape de cea maximă.

Cînd amestecul devine prea dens (bogat) pentru ca scînteia să poată apărea în întrefierul mai mare, curentul electric e derivat prin întrefierul mai îngust dînd naştere scînteii necesare. Distanţa necesară dintre electrozi este astfel aleasă în mod automat, asigurîndu-se motorului un randament maxim.

Filmele lubrifiante uscate din politetrafluoretilenă micşorează frecarea şi uzura. A. J.. Stock. In: Materials in Design Engineering, nr. 2, 1965.

Răşinile de politetrafluoretilenă prezintă o rezistenţă corespunzătoare la încălzire şi la acţiunea agenţilor chimici, proprietăţi dielectrice bune şi cel mai redus coeficient de frecare dintre corpurile solide cunoscute pînă în prezent. Astfel, filmele uscate din acest material pot constitui lubrifianţi de durată, utilizabili în bune condiţii atunci cînd lubrificaţia nu se poate realiza prin metodele normale.

Filmul se realizează prin aplicarea dispersiilor în apă sau prin asociere cu un liant răşinos.

Dispersiile se aplică prin pulverizare şi după o încălzire la 400° C se obţin filme de grosimi cuprinse între 0,005 şi 0,02 mm. Evident, datorită încălzirii necesare, filmele nu pot fi aplicate pe materiale plastice, cauciuc sau lemn sau chiar pe unele metale mai sensibile la căldură (aluminiu, cupru, cositor etc.).

Aplicarea filmului prin asociere cu un liant răşinos înlătură necesitatea coacerii sau a unei temperaturi prea ridicate, filmul prezentînd şi o mai bună rezistenţă mecanică.

Cum lubrifianţii consideraţi prezintă coeficienţi dinamici şi statici de frecare de aproximativ acelaşi ordin, nu apare la pornire fenomenul de patinare şi deci nici zgomotul obişnuit în cazul lubrifianţilor uscaţi.

În figura 1 se prezintă variaţia coeficientului de frecare în cazul lubrifiantului simplu (curba *1*), şi în cazul utilizării unui liant fenolic (curba *2*), în funcţie de viteza tangenţială, pentru o încărcare de 10 kgf/cm^2.

Figura 2 precizează rezistenţa la uzură exprimată în cicli, în funcţie de sarcină, pentru o turaţie de 72 rot/min (8 m/min), evidenţiindu-se faptul că utilizarea unui liant (curba *2*) măreşte durata de funcţionare.

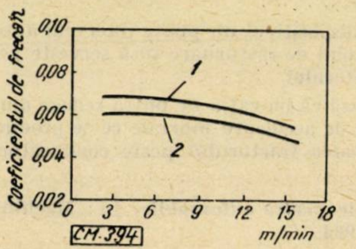


Fig. 1

Durata de funcţionare creşte cu viteza tangenţială, după cum reiese din figura 3.

Trebuie să se adaoge că rezistenţa la uzură a filmelor de lubrifiant creşte dacă sînt aplicate pe suprafeţe preparate în prealabil (fosfatare).

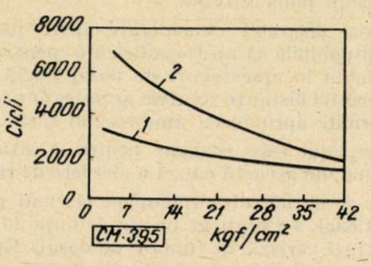


Fig. 2

Politetrafluoretilena începe să se descompună încet la circa 200° C (descompunerea rapidă apare după 300° C). Cum fenomenul apare la capetele lanţului, caracteristicile nu sînt afectate de o încălzire moderată. Rezultă posibilitatea de utilizare pînă la circa 300°C, pe cînd alte materiale plastice nu pot depăşi 170 sau chiar 120°C.

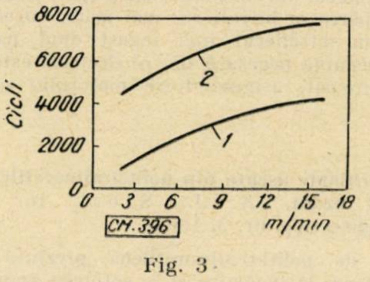


Fig. 3

Recondiţionarea arborilor cotiţi. D.I. Gorin, S. A. Marcenko şi M. A. Litovskii. În: Maşinostroitel, nr. 1, 1966.

Pentru recondiţionarea arborilor cotiţi ai motoarelor GAZ-51 şi ZIL-120, la uzina de reparaţii auto din Minsk se utilizează o metodă de metalizare prin pulverizare.

Capul de pulverizare al instalaţiei (fig. 1) cuprinde duza *1*, inductorul *2* şi bucşa *3*, în care este ghidată sîrma de metalizare, antrenată cu ajutorul mecanismului *4*. Inductorul, format din 4—6 înfăşurări de sîrmă de cupru răcite cu apă, este alimentat cu curent de înaltă frecvenţă. Curentul indus în sîrma de metalizare provoacă topirea acesteia, stratul topit fiind proiectat cu ajutorul aerului comprimat ce trece prin duză pe suprafaţa de recondiţionat.

Proprietăţile mecanice ale stratului depus prin această metodă sînt superioare celor ale acoperirilor obţinute prin alte procedee, rezistenţa la uzură fiind mai mare decît la piesele noi, chiar în condiţiile frecării uscate. De asemenea, stratul metalizat prin pulverizare se caracterizează prin calităţi antifricţiune ridicate şi comoditate de prelucrare. Cea mai convenabilă combinaţie a rezistenţei mecanice, durităţii şi densităţii corespunde acoperirilor de oţel cu conţinut mediu de carbon (0,45—0,67 %).

Tehnologia de recondiţionare a arborilor cotiţi prin procedeul expus, elaborată pe baza încercărilor efectuate la Institutul bielorus pentru mecanizarea agriculturii, comportă o primă operaţie de spălare cu soluţie de 3—5 % sodă caustică încălzită la 50—80°C. Se trece apoi la curăţare, control extern şi defectoscopie a fusurilor. După acestea, arborii sînt degroşaţi prin metoda anodo-mecanică, pentru obţinerea rugozităţii necesare în vederea metalizării. Regimul de degroşare se caracterizează prin parametrii curentului electric de 30 V/200A, viteza discului de fontă de 18—20 m/s, turaţia arborelui cotit de 50 rot/min, densitatea electrolitului de 1,3—1,5, consumul de 12—14 l /min, grosimea stratului îndepărtat pe diametru de 2,5—3 mm la fusurile maneton şi de 2—2,5 mm la fusurile paliere, adîncimea de aşchiere de 0,2 — 0,3 mm la fiecare rotaţie a arborelui cotit. Pentru îndepărtarea peliculelor de oxizi suprafaţa degroşată se suflă cu nisip.

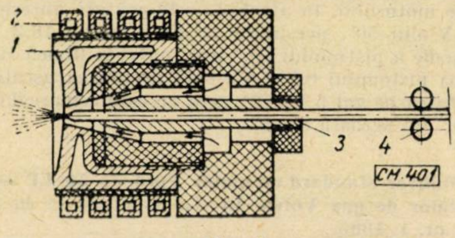


Fig. 1

În timpul metalizării fusurile arborelui cotit sînt dispuse la o distanţă de 100 — 125 mm faţă de capul de pulverizare. Frecvenţa curentului din inductor este de 400—500 kHz, tensiunea în treapta finală de 7,8 kV, iar intensitatea de 3,8 A ; presiunea aerului comprimat este de 4 kgf/cm² ; viteza periferică a fusurilor de 3,76 m/min, diametrul sîrmei de metalizare de oţel 65 GA de 4 mm, debitul de metal pulverizat de 5 kgf/h.

După metalizare, arborele cotit este menţinut în ulei AK-10 la 60°C timp de 6 ore şi apoi rectificat. Rectificarea de degroşare se realizează la o viteză periferică de 32 m/s a discului abraziv de alund SM-46 răcit cu emulsie, viteza periferică a arborelui cotit fiind de 14—15 m/min, adîncimea de aşchiere de 0,01—0,02 mm şi adaosul pentru rectificarea de finisare de 0,3—0,4 mm. La rectificarea de finisare, care se execută în urma degajării şi zencuirii orificiului de ungere, viteza periferică a discului abraziv este de 40 m/s, viteza periferică a arborelui cotit de 10 m/min, adîncimea de aşchiere de 0,01—0,02 mm şi cursa discului de 4—10 mm.

La opt motoare echipate cu arbori cotiţi recondiţionaţi, prin controlul îmbinărilor arbore-cuzineţi efectuat după încercări de banc şi funcţionare pe un parcurs de 30 000 km al automobilului, s-a constatat lipsa rizurilor sau a altor defecţiuni pe suprafaţa fusurilor metalizate. Uzura totală a îmbinărilor nu a depăşit 0,045 mm, iar uzura medie a fusurilor maneton a atins 0,015 mm.

Costul recondiţionării unui arbore cotit pentru motorul GAZ-51 reprezintă 30 % din costul unui arbore cotit nou.

Dispozitiv pentru aspirarea şpanului. M. A. Rohlenko şi B. L. Smolenskii. În: Maşinostroitel, nr. 12, 1965.

Pentru a împiedica împrăştierea şpanului în timpul operaţiilor de găurire executate la montaj s-a recurs la echiparea bormaşinilor pneumatice manuale cu dispozitive de aspirare a şpanului, cu o greutate de 180 g. Dispozitivul de aspirare a şpanului este acţionat de aerul comprimat care antrenează burghiul, ceea ce provoacă o micşorare neînsemnată a puterii bormaşinii.

În figura 1 se prezintă dispozitivul de aspirare montat pe bormaşina modernizată D—l. Camera inelară *3* fixată cu şurubul *4* pe corpul bormaşinii, acoperă orificiile de ieşire a aerului comprimat din acesta, etanşarea fiind asigurată prin nişte garnituri de cauciuc. Prin tubul *12*, camera inelară comunică cu conducta curbată *11*. La un capăt al conductei curbate este prins sacul de mătase *9*, iar la celălalt este introdus telescopic tubul-ajutaj *2*. De tubul ajutaj este sudat pistonul *15*, avînd o porţiune ghidată în cilindrul *14*, care este solidarizat cu camera inelară. Tija pistonului este prinsă de pîrghia *5*, aceasta fiind articulată de cocoşul *1*. Cocoşul, pe care este sudată o plăcuţă cu suprafaţa randalinată în vederea uşurării acţionării, se poate roti în jurul axului *10* al plăcii *6*, care este fixată pe corpul bormaşinii cu şurubul *8*.

Manevrînd cocoşul cu degetul mare al mîinii drepte, pistonul şi o dată cu el tubul ajutaj se deplasează spre dreapta. În acest mod se descoperă capul burghiului (ghidat în bucşa sudată pe tubul ajutaj), care poate fi aşezat în punctul de trasaj al piesei. Eliberînd apoi cocoşul, arcul *13* se destinde, provocînd deplasarea tubului ajutaj spre stînga, pînă cînd bucşa de cauciuc *1* de pe capătul său vine în contact cu piesa. În acest moment se cuplează bormaşina cu degetul arătător, aerul comprimat care trece în conducta curbată antrenînd şpanul format în timpul prelucrării.

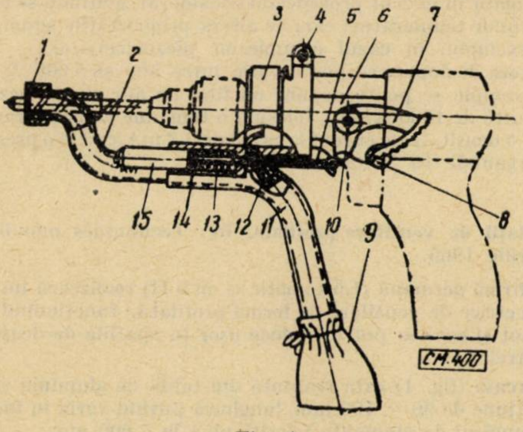


Fig. 1

Prelucrarea mecanică a aliajelor dure cu ajutorul arcului electric. L. F. Negrimovskii. În: Machines and Tooling, vol. 35, nr. 11.

Prelucrarea mecanică a aliajelor dure pentru acoperirea clopotelor şi pîlniilor de încărcare în cadrul turnătoriilor prezintă încă dificultăţi.

În uzina de la Dnepropetrovsk, unde se realizează utilaje de turnătorie, o serie de încercări experimentale au precizat posibilitatea de utilizare în acest caz a prelucrării cu ajutorul arcului electric.

Aspectele caracteristice ale procedeului folosit sînt următoarele: putere specifică ridicată, viteză mare de prelucrare a particulelor metalice, încălzirea puternică a suprafeţei prelucrate (pînă ce ajunge în stare plastică), preluarea particulelor metalice cu ajutorul unui disc rotativ. Se foloseşte curent alternativ de joasă (sub 12 V) sau medie (12—24 V) tensiune, în timpul operaţiei discul fiind puternic apăsat pe suprafaţa de prelucrat.

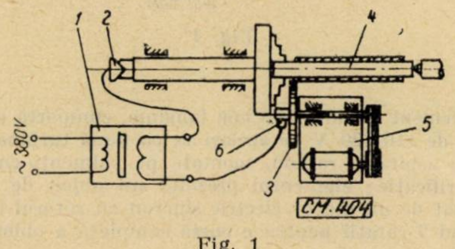


Fig. 1

Figura 1 reprezintă schema de principiu a instalaţiei folosite.

Pe căruciorul transversal *5* este montat discul de prelucrat *3* acţionat cu ajutorul unor curele trapezoidale de un motor electric de 2,8 kW.

Prin intermediul inelelor de contact *6*, discul este legat la secundarul transformatorului reductor *1*, în timp ce piesa de prelucrat *4* este legată la cealaltă extremitate a bobinajului secundar al transformatorului cu ajutorul contactului conic din bronz *2*.

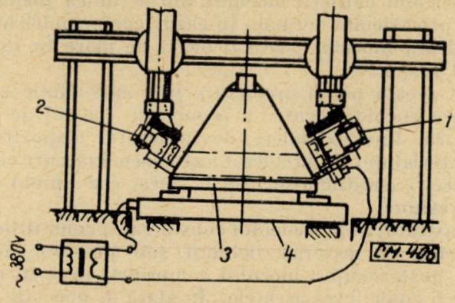


Fig. 2

Transformatorul cuplat la reţeaua nominală, permite reglajul tensiunii secundarului între 7,9 şi 63,3 V; puterea transformatorului este de 450 kVA.

Discul folosit are un diametru de 400 mm şi o grosime de 250 mm, materialul respectiv fiind oţel carbon cu 0,30% C. Pe periferie sînt proiectate patru canale de 6 mm lăţime şi 10 mm adîncime, viteza periferică în timpul operaţiei fiind de 40—56 m/s.

Au fost realizate încercări pe axe de 70 mm diametru şi 180 mm lungime, acoperite cu aliaj 3Kh2V8. Viteza de rotaţie a pieselor a variat între 18 şi 60 rot/min, adîncimea de prelucrare 1—4 mm, iar avansul 1—3 mm pe rotaţie.

Prin suflarea cu aer comprimat a zonei de lucru, particulele ce aderau iniţial pe suprafaţa prelucrată au fost îndepărtate.

Precizia de prelucrare obţinută a fost cuprinsă între clasele a 3-a şi a 4-a, o creştere a turaţiei discului antrenînd o creştere a preciziei.

În figura 2 apare schema de prelucrare a unui clopot *3* cu ajutorul unui strung carusel *4*. Sensul de rotaţie a discului este invers în raport cu cel al platformei strungului. Căruciorul *1* poartă discul de prelucrare, deplasîndu-se după generatoarea piesei; pe căruciorul *2* este montat un disc de rectificat care acţionează asupra suprafeţei prelucrate prin arc electric. Prin prelucrarea cu ajutorul procedeului considerat se asigură o productivitate de 10 ori mai mare decît în cazul rectificării simple.

Extrudarea metalelor prin comprimare hidrostatică. A. H. Low. În: Rivista di meccanica, nr. 367, 1965.

În cadrul procedeului, metalul este introdus în matriţă prin presiunea exercitată asupra sa de un lichid care acţionează şi asupra flancurilor blocului respectiv, eliminîndu-se în felul acesta frecările laterale.

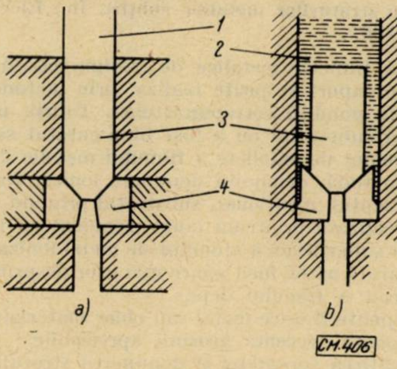


Fig. 1

În figura 1 apare schematic principiul procedeului obişnuit (fig. 1, *a*) şi cel al extruziunii prin comprimare hidrostatică (fig. 1, *b*).

În locul poansonului *1*, în cadrul procedeului considerat, acționează lichidul *2*, împingînd blocul *3* în matrița *4*.

Extruziunea prin comprimare hidrostatică elimină de asemenea pericolul curbării blocului sub acțiunea poansonului, în cadrul procedeului normal. În cazul comprimării hidrostatice, lungimea blocului poate fi oricît de mare în raport cu diametrul respectiv.

În felul acesta pot fi prelucrate prin extruziune bare sau fire curbate elicoidal pentru a economisi spațiul de comprimare și care, după extrudere, devin drepte ; dispoziția generală a materialului de prelucrat este asemănătoare celei pentru trefilare, exercitîndu-se însă în acest caz numai eforturi de compresiune.

Un alt avantaj al procedeului considerat îl constituie absența pierderilor de material, lichidul sub presiune urmărind suprafața posterioară a blocului comprimat pînă în matriță, oricare ar fi conicitatea acesteia. În afară de aceasta, lichidul sub presiune înconjurînd și peretele exterior al matriței (fig. 1, *b*), grosimea peretelui acesteia poate fi mult mai redusă.

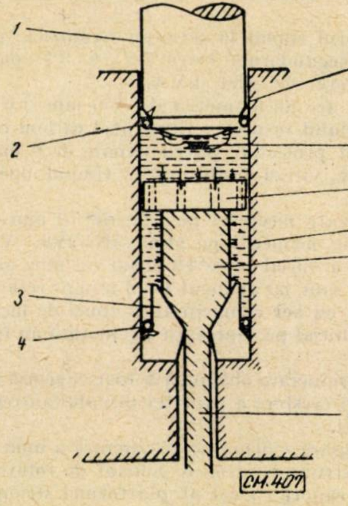


Fig. 2

În figura 2 apare schema unei instalații experimentale pentru încercări de extrudare hidrostatică. Instalația cuprinde : pistonul *1*, inelele de etanșare *2*, matrița *3*, inelele de etanșare *4*, cilindrul de presiune *5*, manometrul *6*, discul de ghidaj *7*, lichidul comprimat *8*, blocul de prelucrat *9* și materialul extrudat *10*. Presiunea este măsurată cu ajutorul unei bobine de manganină (86 % cupru, 12 % mangan, 2 % nichel) a cărei rezistență electrică variază liniar cu presiunea.

Lichidul folosit este un amestec de glicerină și glicol etilic sau izopentan.

Depunerea straturilor metalice subțiri. În : Electronics 11, ianuarie 1965.

Depunerea filmelor metalice de grosime redusă pe diverse materiale de suport se poate realiza prin metodele folosite în prezent în condiții corespunzătoare. Totuși, mai ales în cazurile cînd substratul nu a fost bine curățat sau încălzit, apare fenomenul de exfoliere a filmului metalic depus.

O nouă metodă, denumită depunere ionică, tinde să evite inconvenientul menționat, substratul primind o pregătire prealabilă realizată printr-un bombardament cu ioni și prin pătrunderea superficială a atomilor de metal ionizat. Aderența este asigurată astfel încît apare mai ușor desprinderea substratului decît a filmului depus.

Suportul poate fi orice metal sau chiar materiale ceramice, iar filmul poate prezenta grosimi apreciabile.

Cum pregătirea suprafeței și depunerea stratului nu constituie decît două etape ale aceleiași operații, depunerea ionică se face cu viteză corespunzătoare celei prin electroliză sau celei prin evaporare sub vid, mai repede decît metalizarea cu arc electric sau prin condensarea vaporilor metalici.

Depunerea ionică se realizează într-un mediu cu gaz inert de presiune redusă. Suportul constituie catodul în sistemul de arc electric în care firul metalic de adaos se vaporizează la anod. Trecerea curentului electric determină ionizarea gazului, bombardarea cu ioni a suprafeței piesei, impuritățile fiind înlăturate după un tratament de circa 30 min. Metalul de aport vaporizat la anod emite atomi ionizați care sînt accelerați și proiectați pe suprafața piesei unde se încrustează.

Bombardamentul cu ioni pe suprafața suportului nu prezintă numai un efect de curățare perfectă, dar și un efect de încălzire, fapt ce permite o mai bună aderență a stratului de acoperire. De remarcat că încălzirea poate fi perfect controlată în cadrul procedeului considerat, evitîndu-se depășirea unor temperaturi care ar altera proprietățile suportului (de exemplu, în cazul ceramicelor piezoelectrice).

Viteza de depunere poate varia între 500 și 5 000 Å/min. De exemplu se poate depune un film de aur cu o viteză de acoperire de 1000 Å/min, folosind o tensiune de accelerare de 5 kV, o densitate de curent la catod de 0,3 mA/cm^2 și o presiune de argon de 10^{-2} torr.

Instalații de ventilare profilate. În : Techniques mondiales, aprilie 1965.

O firmă germană (Lüftomatic G m b H) realizează instalații electrice de ventilare de formă profilată, funcționînd fără zgomot și care se pot introduce ușor în spațiile de deasupra ferestrelor.

Carcasa (fig. 1) este realizată din tablă de aluminiu și are o secțiune de 90 × 100 mm, lungimea putînd varia în funcție de numărul de elemente folosite pînă la 7 000 mm.

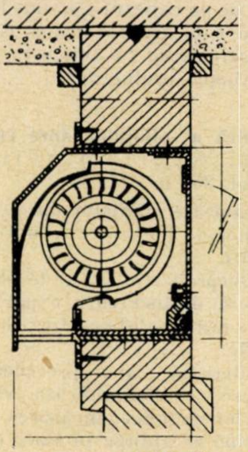


Fig. 1

Un element avînd 1 500 mm lungime, comportă un motor electric de 110/220 V pe același ax cu două turbine tangențiale cu aspirație rapidă, montate pe rulmenți cu bile cu autolubrificație ; elementul prezintă un oblon de obturare comandat de un motor electric sincron cu rotorul în colivie efectuînd 7 rotații pentru o cursă completă a oblonului.

Comanda se realizează printr-un întreruptor simplu care pune în mișcare atît motorul sincron, cît și cel de acționare a turbinelor ; debitul de aer eliminat din încăpere variază între 50 și 80 l/s. Puterea consumată este de 25 W pe element.

Elementul de ventilare considerat comportă și un dispozitiv cu filtru pentru admisia aerului proaspăt.

Recenzii

Valorificarea superioară a resurselor naturale. Bucureşti, Editura politică, 1965.

Folosirea raţională a resurselor naturale ale ţării, valorificarea lor superioară constituie o problemă deosebit de importantă legată de procesul industrializării socialiste.

Articolele înmănunchiate în culegerea apărută în Editura politică oferă un material bogat privind valorificarea bogăţiilor naturale, căile principale şi metodele folosite în această direcţie în diferite ramuri ale economiei noastre naţionale.

Culegerea cuprinde 11 articole prin care autorii împărtăşesc experienţa obţinută în ţara noastră în domeniile de bază ale economiei.

R. Moldovan, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, se ocupă în articolul intitulat ,,Probleme actuale ale valorificării superioare a resurselor naturale'' de aspectele general-teoretice legate de posibilităţile folosirii raţionale a bogăţiilor ţării. Autorul subordonează aceste probleme politicii de industrializare socialistă pe baza experienţei dobîndite de poporul nostru în construirea socialismului.

În articol se arată că :

,,Numai progresul multilateral al industriei moderne producătoare de mijloace de producţie poate constitui temelia dezvoltării unui complex raţional şi echilibrat al economiei naţionale, poate asigura caracterul dinamic al creşterii forţelor de producţie, ritmurile înalte de dezvoltare în toate ramurile''. Articolul cuprinde caracteristicile pe care le capătă o economie echilibrat dezvoltată, în care rolul conducător revine industriei, condiţie obligatorie pentru valorificarea superioară a resurselor naturale.

Un alt articol, ,,Valorificarea superioară a ţiţeiului'', semnat de ing. N. Ionescu tratează despre prelucrarea superioară a ţiţeiului, în special prin adîncirea proceselor de prelucrare secundară. După ce se face o prezentare a folosirii neraţionale a petrolului în trecut, se arată că în anii construcţiei socialismului, paralel cu dezvoltarea extracţiei petrolului, s-a dezvoltat o industrie puternică de prelucrare a ţiţeiului. Pe baza metodelor noi utilizate în prelucrarea superioară a petrolului, prin modificarea continuă a schemelor de fabricaţie, această ramură a reuşit să obţină produse de calităţi superioare. Autorul arată în continuare direcţiile principale urmate în acţiunea de valorificare superioară a ţiţeiului, şi anume : creşterea valorii produselor extrase dintr-o tonă de ţiţei prin îmbunătăţirea randamentelor în grupele de produse superioare şi prin creşterea ponderii produselor de calitate superioară în cadrul fiecărei grupe ; reducerea preţului de cost pe 1000 lei producţie-marfă etc.

,,Petrochimia şi valorificarea complexă a resurselor naturale'', articol semnat de ing. D. Cănilă, tratează despre una dintre particularităţile progresului tehnic contemporan, şi anume : dezvoltarea rapidă a producţiei chimice şi chimizarea multilaterală a producţiei. Produsele sintetice sînt obţinute de industria chimică folosind materii prime variate de la gudroane şi alte subproduse ale cocseriilor pentru coloranţi şi medicamente sintetice, la cocs şi cărbune pentru fabricarea gazelor de sinteză şi a acetilenei de carbid, necesare pentru industria îngrăşămintelor cu azot, a cauciucului sintetic, fibre sintetice, materialelor plastice etc. Gazele, socotite iniţial deşeuri de fabricaţie în procesul de cracare termică şi catalitică în producţia de carburanţi, constituie în prezent materii prime valoroase pentru fabricarea produselor chimice sintetice. Articolul este însoţit de scheme care prezintă principalele linii de valorificare petrochimică a gazului metan şi din fracţii de ţiţei.

Ing. I. Bogdan tratează în articolul ,,Cărbunele în economia naţională'' despre locul ocupat de această bogăţie în balanţa energetică a ţării şi posibilităţile de valorificare superioară prin cocsificarea şi semicocsificarea cărbunelui, deshidratarea ligniţilor cu cenuşă de sulf redus, gazificarea cărbunelui etc.

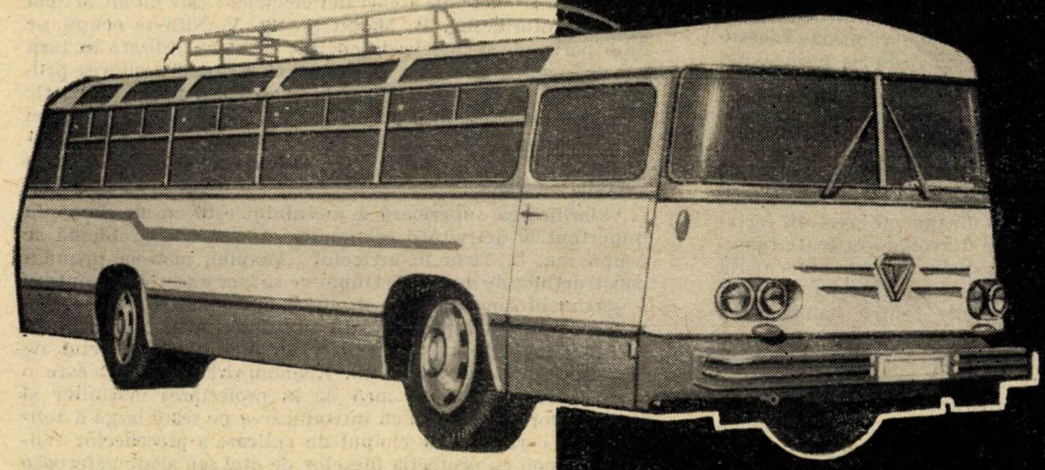
,,Folosirea eficientă a energiei electrice'' este un alt articol în care autorii, ing. B. Marcu şi ing. V. Niţu se ocupă pe de o parte, de resursele de energie primară utilizate în ţara noastră pentru producerea energiei electrice, dezvoltarea producţiei de energie electrică şi formarea sistemului energetic naţional, iar pe de altă parte, de extinderea folosirii energiei electrice în economie, introducerea tensiunilor înalte, îmbunătăţirea factorilor de putere şi a randamentelor de utilizare a energiei electrice.

Valorificarea superioară a metalului este un alt domeniu important al activităţii economice. De această problemă se ocupă ing. C. Tuzu în articolul ,,Metalul, materia primă a construcţiilor de maşini''. După ce se face o scurtă prezentare a sortimentelor de metal produse de industria siderurgică, autorul analizează posibilităţile multiple existente în ramura constructoare de maşini pentru îmbunătăţirea indicelui de consum specific al metalului. Economisirea de metal este o preocupare care începe încă de la proiectarea maşinilor şi instalaţiilor şi continuă cu introducerea pe scară largă a tehnicii noi, care lărgeşte cîmpul de aplicare a procedeelor tehnologice noi, cu protecţia pieselor de oţel sau aliaje neferoase contra oxidărilor şi decarburării în timpul tratamentelor termice, aplicarea pe scară largă a tipizării construcţiilor etc. ,,Valorificarea superioară a metalelor — se arată în articol — constituie un element caracteristic al industrializării ţării, o expresie pregnantă a progresului tehnic înregistrat de industria noastră, progres ce se reflectă în cele din urmă în progresul economic şi social al ţării''. Articolul este însoţit de exemple privind metode utilizate în întreprinderile constructoare de maşini, care au asigurat economii de metal şi rezultate economice valoroase.

În continuare, culegerea mai cuprinde articolele : ,,Industrializarea integrală a lemnului'', de Gh. Lazăr ; ,,Chimizarea stufului'', de E. Ciobanu ; ,,Căile de valorificare a materialelor prime în industria textilă'', de D. Sablici ; ,,Valorificarea raţională a materiilor prime în industria pielăriei şi încălţămintei,'', de Gh. Maior şi I. Dumitrescu :'' Prelucrarea industrială a materiilor prime agroalimentare'', de M. Bădică şi I. Bulduş.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

uzina AUTOBUZUL BUCUREȘTI produce:



Autobuze rutiere	*TV 2 R – 140 CP*
Autobuze urbane	*TV 2 U – 140 CP*
Troleibuze	*TV 2 E – 75 kW*
Microbuze	*TV 4 M – 70 CP*
Autofurgonete	*TV 4 F – 70 CP*
Autosanitare	*TV 4 S – 70 CP*
Autocamionete	*TV 4 C – 70 CP*

UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 20

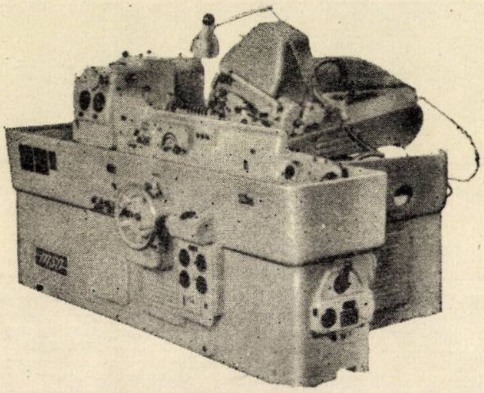
Forţa dv. motoare
BAUER
Reductoare

De zeci de ani BAUER şi-a luat sarcina de a deschide reductoarelor noi domenii de aplicaţie, din ce în ce mai numeroase.

Succesele sale sînt bazate pe calitatea produsului, pe asistenţa tehnică şi serviciile aduse clienţilor. De aceea aproape toate ramurile industriei apreciază astăzi avantajele reductoarelor BAUER pentru antrenarea maşinilor de turaţie redusă a melanjoarelor şi a altor aparate. Multe probleme în legătură cu antrenarea maşinilor mai aşteaptă însă o soluţionare corespunzătoare. In aceste cazuri trebuie să se acorde încredere experienţei dobîndite de BAUER în tehnica antrenării. Veţi primi la cerere o documentaţie detaliată sau veţi avea o întrevedere cu unul din consilierii tehnici BAUER care va fi fericit să vă viziteze.

BAUER

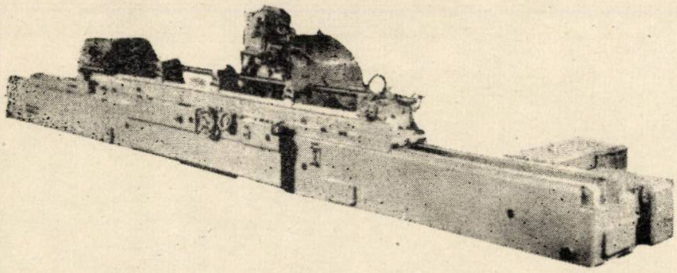
Eberhard Bauer · Esslingen-Neckar
REPUBLICA FEDERALĂ
GERMANĂ



M. S. O. — Maşină de rectificat filet-Program

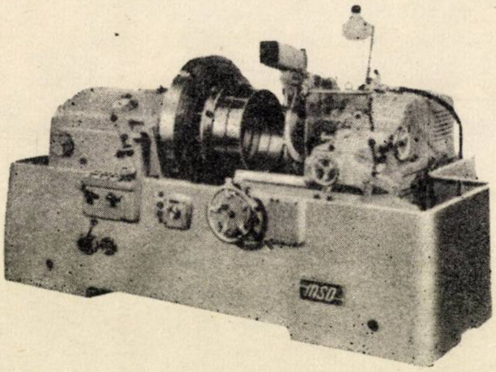
Model „GUS”

Maşină universală de rectificat filete de precizie sau profile pentru producţia de serie sau masă.
Distanţa dintre vîrfuri: 800 mm.
Lungimea de rectificare: 500 mm.



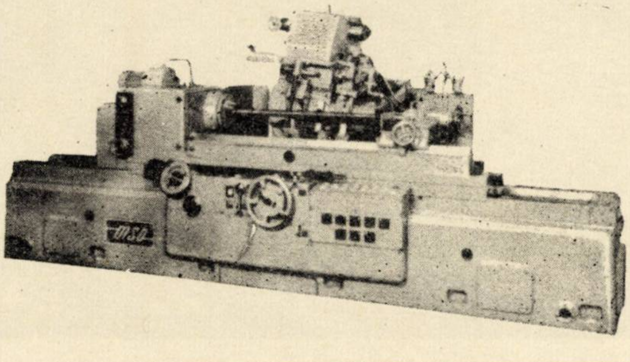
Model „GL”

Maşină de rectificat filete lungi, pentru axe principale şi de comandă.
Diametrul maxim de rectificare: 400 mm.
Lungimea de rectificat: 2000 — 4000 mm.
Distanţa dintre vîrfuri: 2000 — 4000 mm.



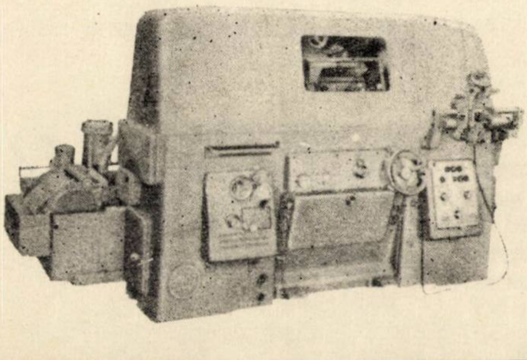
Model „FS 10”

Maşină specială de rectificat filete pentru piese cu diametrul mare.
Diametrul maxim de rectificare: 550 mm.
Lungimea maximă de rectificare: 300 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 500 mm.



Model „GS”

Maşină de rectificat pentru axe filetate şi melcuri de înaltă precizie.
Grosimea sau diametrul maxim al pieselor de rectificat: 475 mm.
Lungimea, respectiv lăţimea de rectificare maximă: 1200 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 1200 mm.

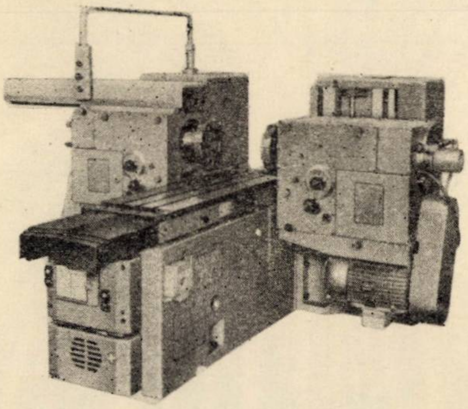


Model „GA-2”

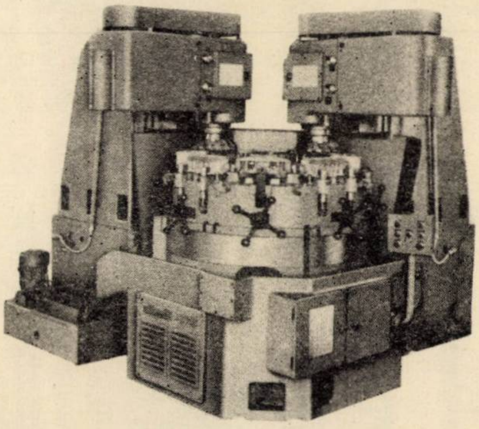
Maşină automată pentru rectificat filete şi melcuri, de mare productivitate.
Diametrul maxim de rectificat: 250 mm.
Lungimea maximă de rectificat: 850 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 1000 mm.

mso werke OFFENBACH AM MAIN

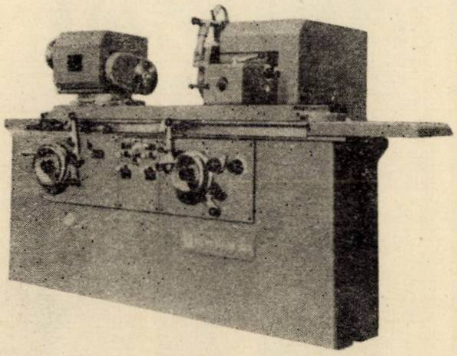
SENEFELDERSTR. 162 REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ



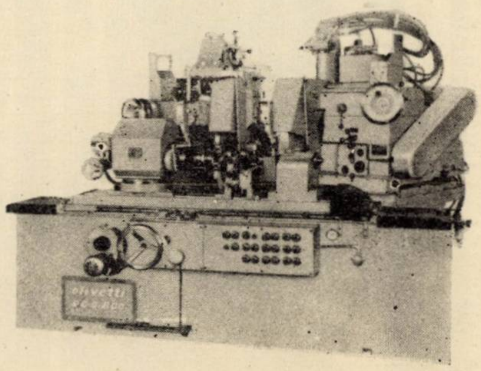
Maşină de frezat plană pentru piese mijlocii FP4/UP18



Maşină de frezat cu masă rotativă FG4/2



Maşină universală de rectificat automată R5—625



Maşină de rectificat pentru serie mare RCO 800

Program de fabricaţie

Maşini de găurit de precizie cu comandă numerică cu sau fără schimbarea automată a sculelor ■ Maşină de precizie pentru rectificat exterior, de tip universal sau de mare productivitate ■ Maşini hidraulice de rectificat pentru serie mare ■ Maşini de frezat plane ■ Maşini de frezat automate cu comanda prin came a mesei ■ Maşini automate de alezat cu comanda prin came a mesei ■ Maşini de găurit de precizie cu coloană sau de banc ■ Unităţi de lucru pentru operaţii de găurire, alezare, ascuţire şi formare ■ Maşini speciale

olivetti

Ing. C. Olivetti & C., S. p. A. Maşini unelte – San Bernardo d'Ivrea (Italia) – Telex 21030 ZCZC 19

Amoterm

3 C 2 1 + – 1 2 3
O
VOIG

A 219

- **ȘI LA TEMPERATURI JOASE**

se folosește cu succes procedeul nostru de sudare aluminotermică

- **SUDAREA AT A OȚELULUI-BETON**

mărește productivitatea sudării la toate oțelurile-beton cunoscute în poziție de sudare orizontală și verticală, prin timpi de sudare ma scurți, la un factor de sudare înalt

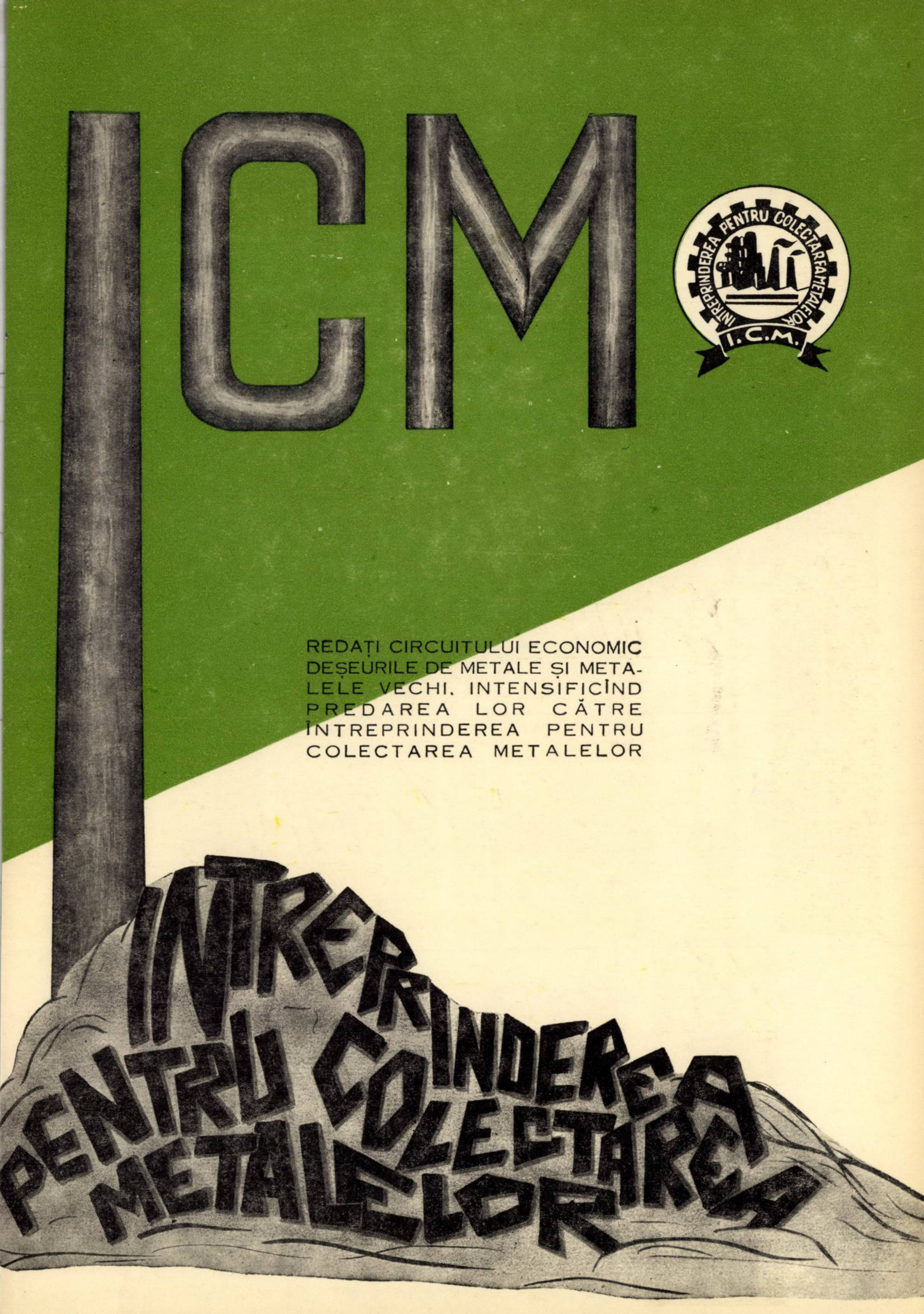
Vă rugăm să cereți prospectele noastre

INFORMAȚII PRIVITOARE LA EXPORT:

DEUTSCHER INNEN-UND AUSSENHANDEL CHEMIE
102, BERLIN 2 — GEORGENKIRCHPLATZ 6—12

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA
SECȚIA AMMENDORF
4011 HALLE (SAALE), SCHACHTSTR. 11 — REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883


ICM
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE DE METALE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

1965 IAN 16.

UZINA

Vulcan

BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

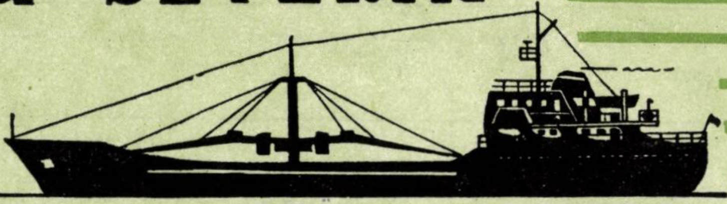
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

6-7

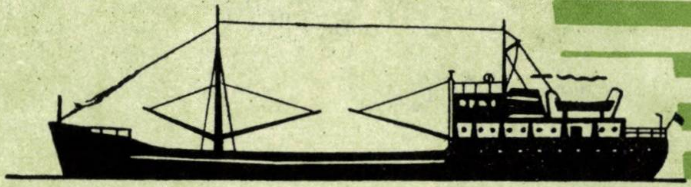
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVIII • Nr. 6-7 • IUNIE-IULIE 1966

uzina mecanică

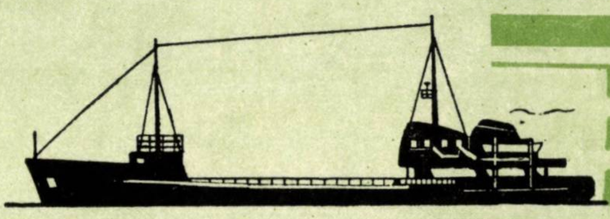
TURNU-SEVERIN



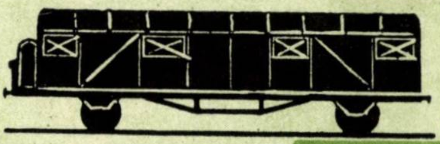
Cargouri de 1 600 tdw
Cabotiere de 1 100 tdw
Cabotiere de 600 tdw



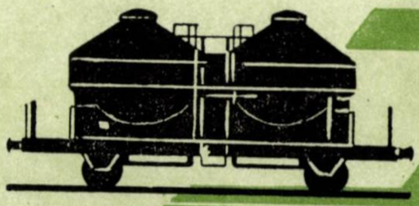
Şalande maritime de 500 m³
Motonave fluviale de 2 000 tdw
Nave pescăreşti de 150 CP



Tancuri petroliere de 60, 240 şi 1000 t
Şlepuri de 100 şi 1 000 t
Şalupe de 120, 150 şi 300 CP
Şalupe de agrement maritime



Vagoane descoperite pe 2 şi 4 osii
Vagoane acoperite pe 2 osii
Vagoane cisterne pe 4 osii
Vagoane speciale pe 2 osii



Str. Portului Nr. 2
Telefon 270-440-618
Cont virament 026001

UZINA „TRACTORUL” BRAȘOV

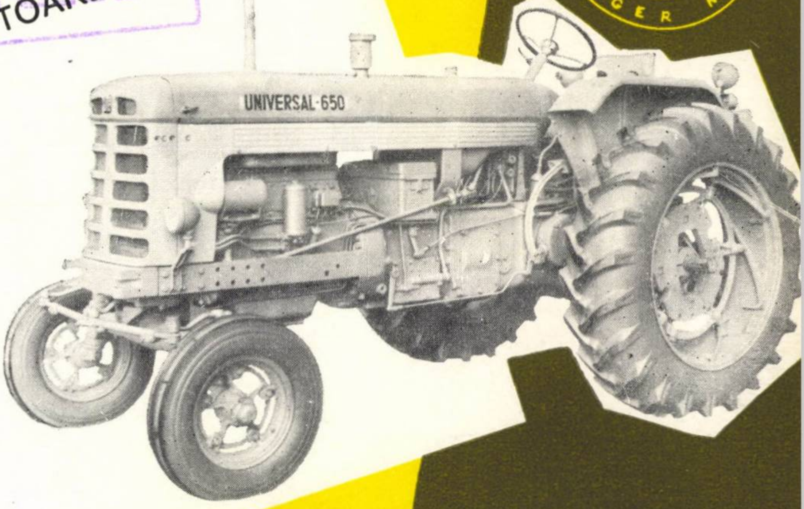
produce:

U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP
- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

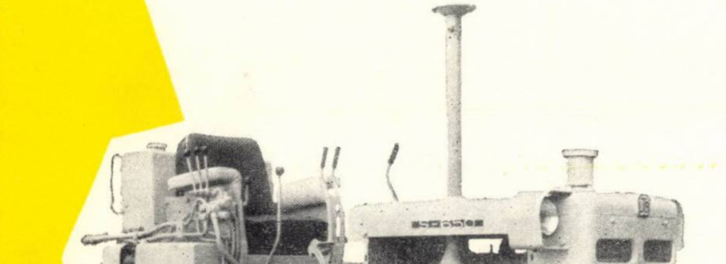
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965



TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP

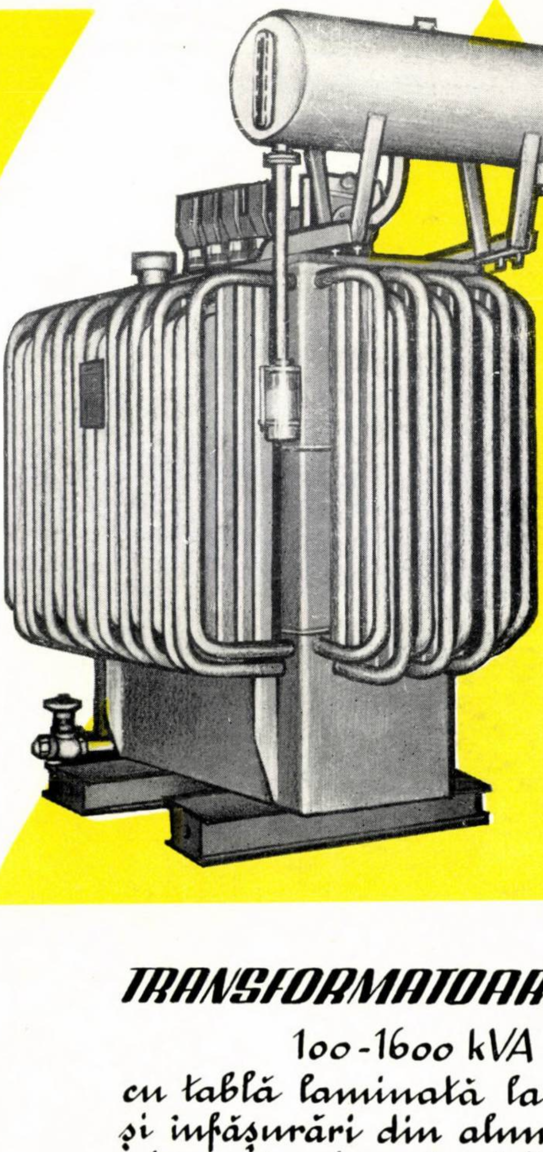


MOTOARE DIESEL

BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

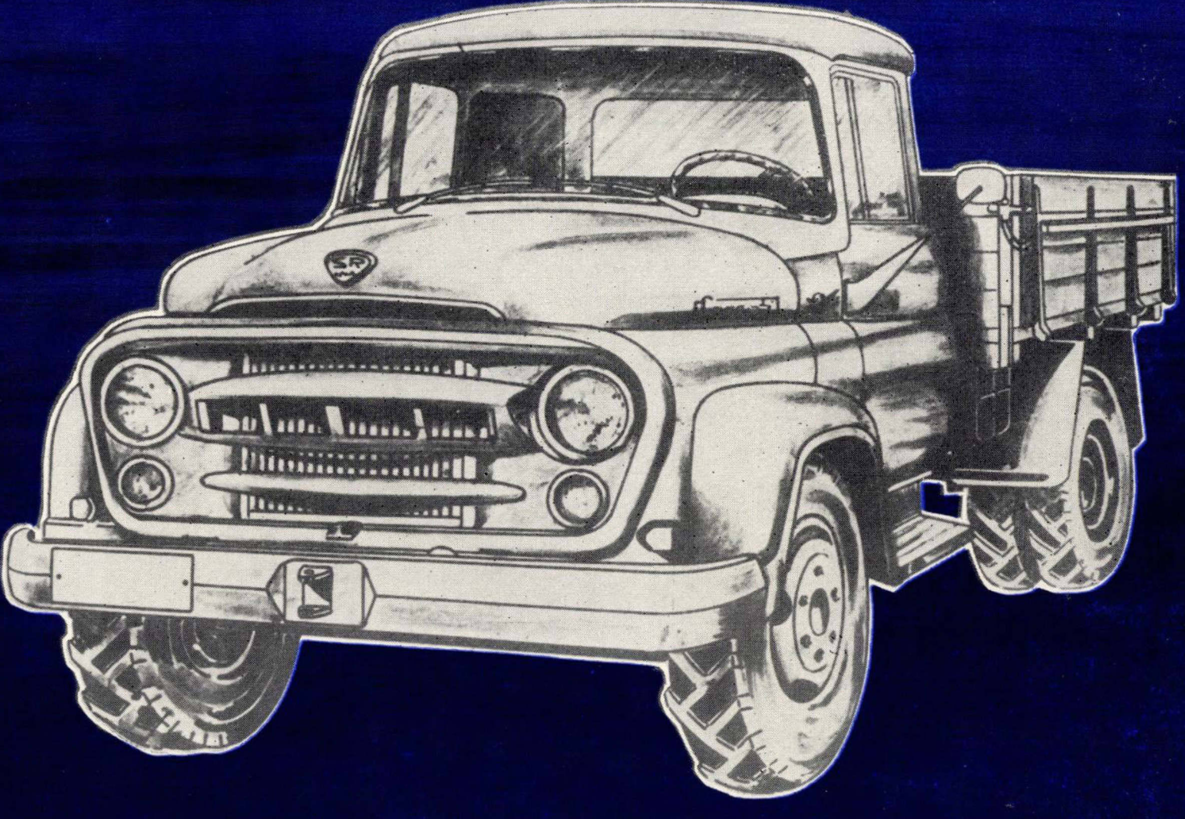
faceți economii
in alimentarea cu energie
a unităților din
întreprinderea dumneavoastră
folosind



TRANSFORMATOARE DE PUTERE
100-1600 kVA
cu tablă laminată la rece
și infășurări din aluminiu
- pierderi reduse / rezistență la scurt circuit

UZINELE
ELECTROPUTERE CRAIOVA

- manevrabilitate
  usoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea 140 CP
- sarcina utilă 3 T-SR-131
  5 T-SR-113
- consum la 100 km 25 l-SR-131
  28 l-SR-113



Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - Strada Poenelor Nr. 5
Telefon 16310

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

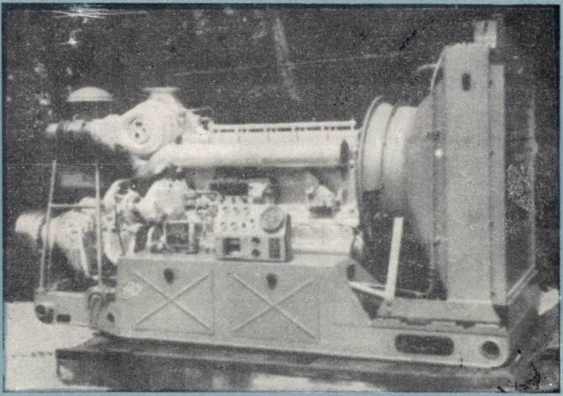
PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace

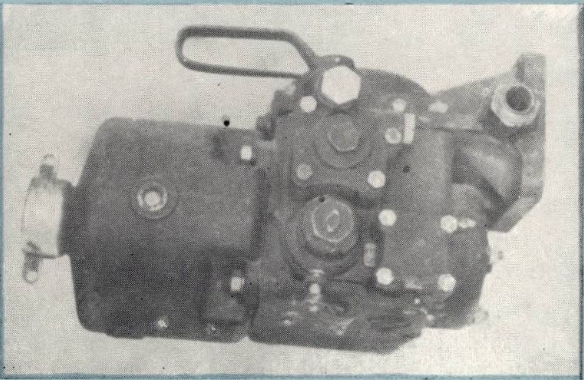
uzina rulmentul brasov

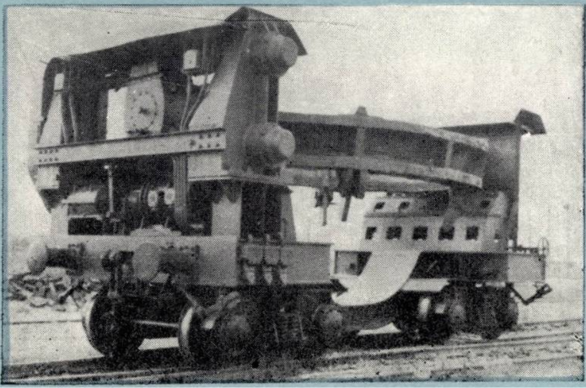
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

Uzina 23 AUGUST



- **Motoare Diesel** de 350 CP (M 583 S) şi 700 CP (M 581 S)
- **Prese hidraulice** cu 6 şi 15 etaje
- **Mori de ciment** de Ø 3×14 m pentru măcinarea fină a pastei şi cimentului
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul umed, de Ø 4×3,6×4×× 150 m, Ø 3,6×150 m şi Ø 3×100 m
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul uscat, Ø 4 × 64 m
- **Locomotive Diesel mecanice** de 120 CP, ecartament normal 1 435 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 350 CP, ecartament 760 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 700 CP, ecartament 1 435 mm
- **Echipamente de frînă** pentru locomotive şi vagoane
- **Vagoane siderurgice** de 11 şi 16 m³ pentru transportul zgurei fluide



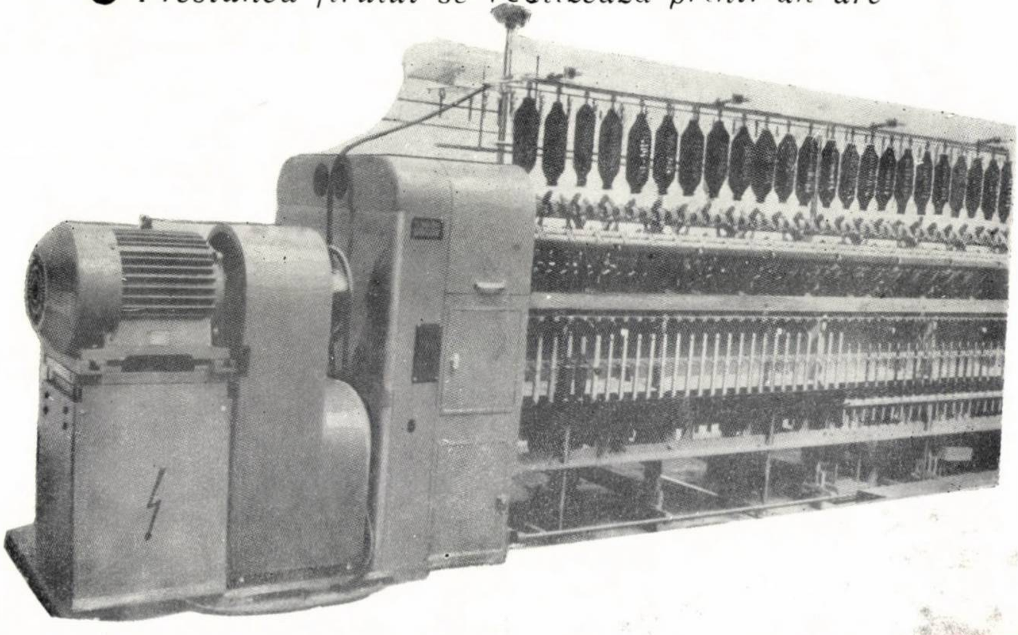


UZINA UNIREA

PIAȚA 1 MAI
3–5
CLUJ

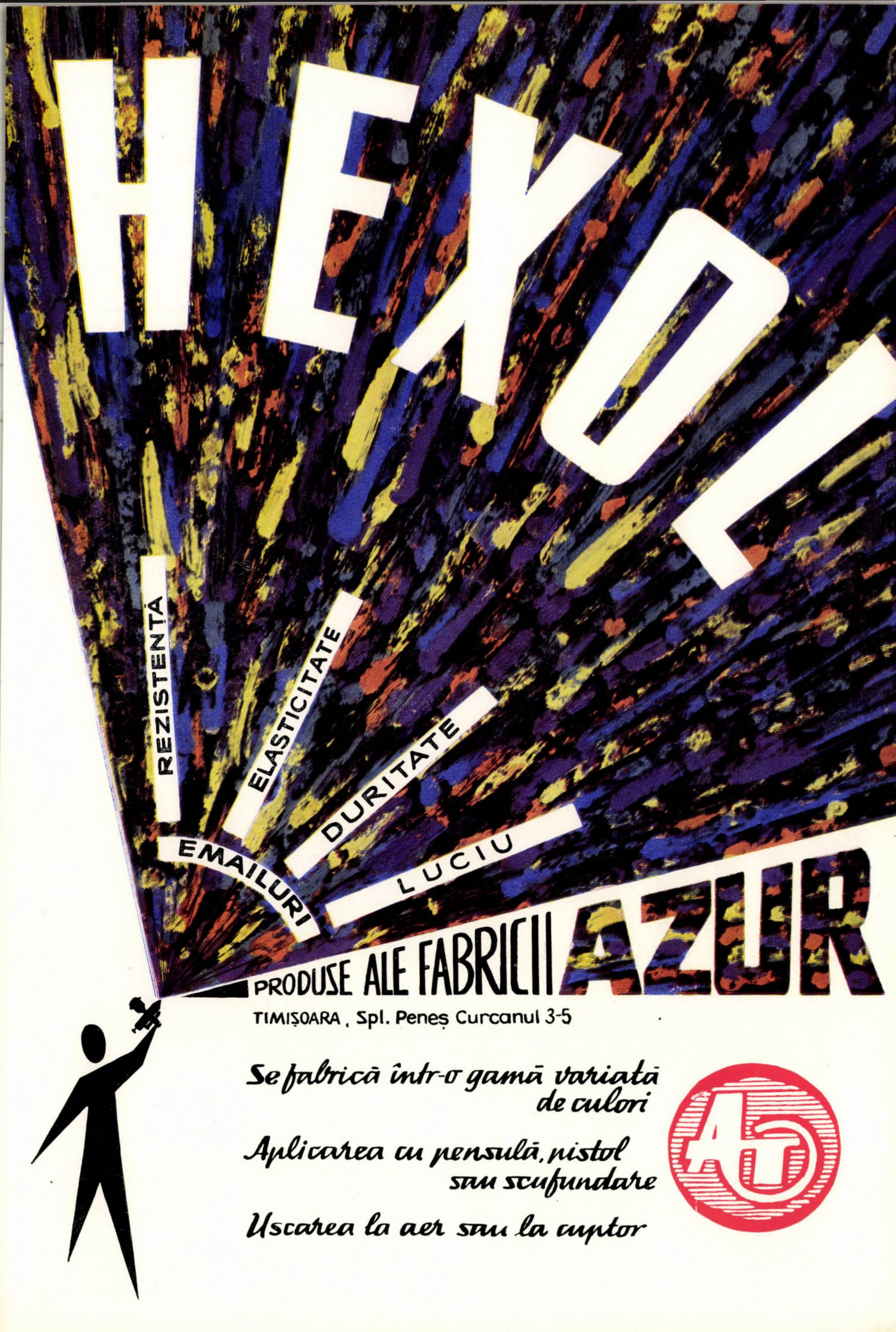
Mașină de filat lînă pieptănată tip FLP

- *Mașina este destinată filării firelor de lînă pieptănată, lînă în amestec cu fire artificiale sau sintetice, în gama tex 50-16 (Nm 20-60)*
- *Mașina se construiește pentru 84-468 fuse, rația fiind de 12 fuse de tipul R 11-7,8 cu turația maximă de 10 000 rot/min, realizînd un cops cu lungimea de 240-245 mm*
- *Mașina folosește inele de Ø 51 mm cu pistă conică și autoungere avînd cursor tip Y*
- *Trenul de laminare asigură laminajul firelor cuprins între 8,1 și 21,2*
- *Torsiunea S și Z în gamă de 149-1099 răsuciri/m*
- *Presiunea firului se realizează printr-un arc*



- *Antrenarea mașinii se face printr-un motor electric cu turație constantă și printr-un variator de viteză mecanic cu raport de transmisie de 3 1*
- *Dimensiunile de gabarit*
  - *înălțime. 2 065 mm – lățime 1 100 mm*
  - *lungimea unei secțiuni 2 435 mm*
  - *lungimea totală este în funcție de numărul de fuse,*

$$L = 2\,435 + \left(\frac{\text{numărul de fuse}}{2} - 1\right)$$


HEXOL
REZISTENȚĂ
ELASTICITATE
DURITATE
LUCIU
EMAILURI

PRODUSE ALE FABRICII **AZUR**

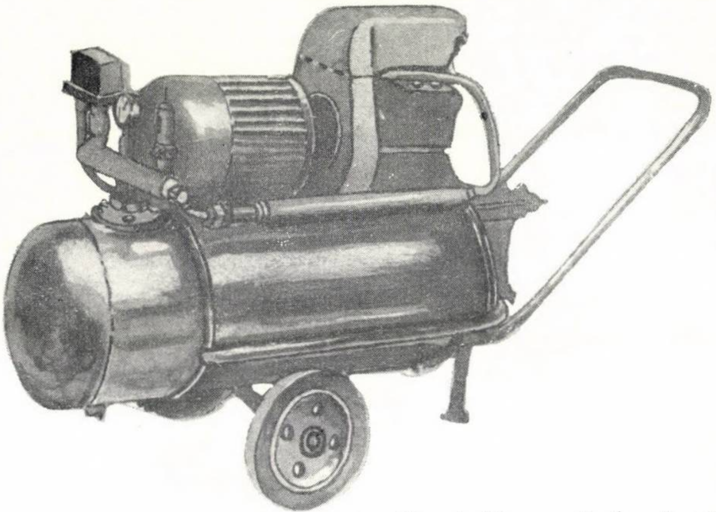
TIMIȘOARA, Spl. Peneș Curcanul 3-5

Se fabrică într-o gamă variată de culori

Aplicarea cu pensulă, pistol sau scufundare

Uscarea la aer sau la cuptor

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE



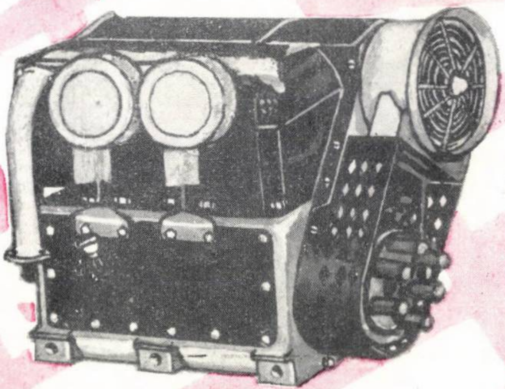
timpuri noi

execută şi livrează în ţară
şi străinătate

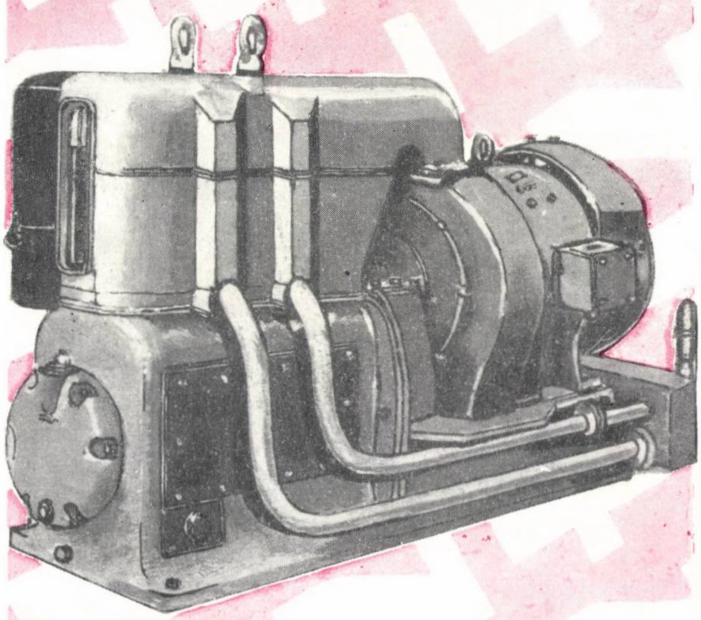
BUCURESTI

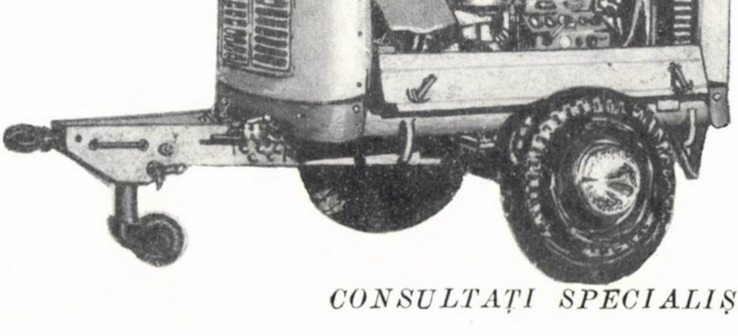
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON
pentru:

- *locomotive*
- *instalaţii petroliere*
- *excavatoare*
- *troleibuze*
- *şantiere*
- *vopsitorii*
- *automatizări etc.*



La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum şi pentru orice problemă legată de compresoare





CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI TIMPURI NOI

IPRS

Băneasa

produce:

Piese radio

- Rezistențe fixe cu peliculă de carbon
  0,25—2 W 10 Ω—10 MΩ
- Condensatoare styroflex
  25—500 V 20—100 000 pF
- Condensatoare electrolitice normale
  25—500 V 8—200 μF
- Condensatoare electrolitice miniatură
  3—100 V 1,5—300 μF
- Condensatoare ceramice
  30, 70, 500 V 1,5—100 000 pF
- Condensatoare cu hîrtie
  150—1 000 V 10—2 000 μF
- Cablaje imprimate
  max. 300 × 400 mm

Dispozitive semiconductoare

- Tranzistoare cu germaniu de joasă frecvență
  - de mică putere
  - de medie putere
  - de putere
- Tranzistoare cu germaniu de înaltă frecvență
  - de mică putere
  - Drift de mică putere
- Diode cu germaniu cu contact punctiform
- Redresoare cu germaniu de medie putere

Pentru informații
suplimentare consultați
Catalogul I.P.R.S.
Băneasa

INTREPRINDERE DE PIESE DE RADIO ȘI DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE
București ★ Strada Erou Iancu Nicolae nr. 32 ★ Raion 1 Mai ★ Telefon: 17.73.30

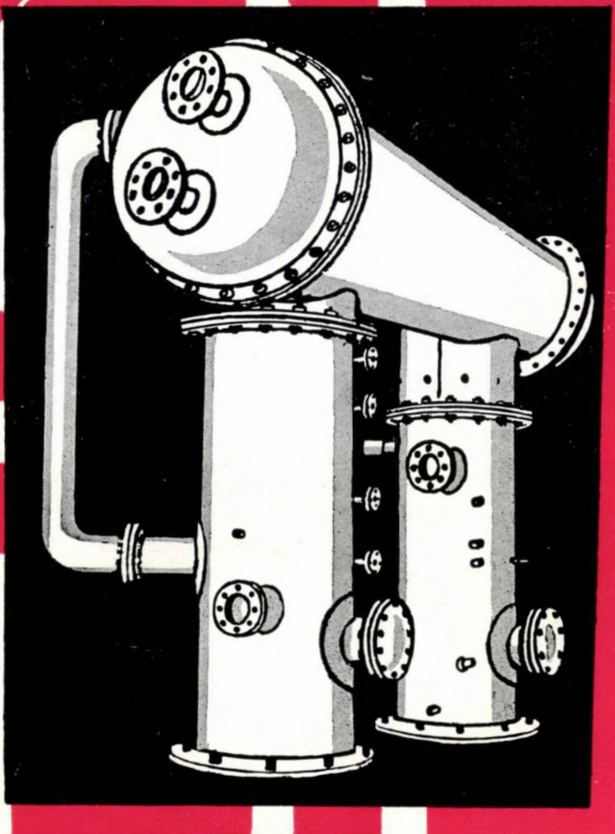
Uzinele Grivița Roșie

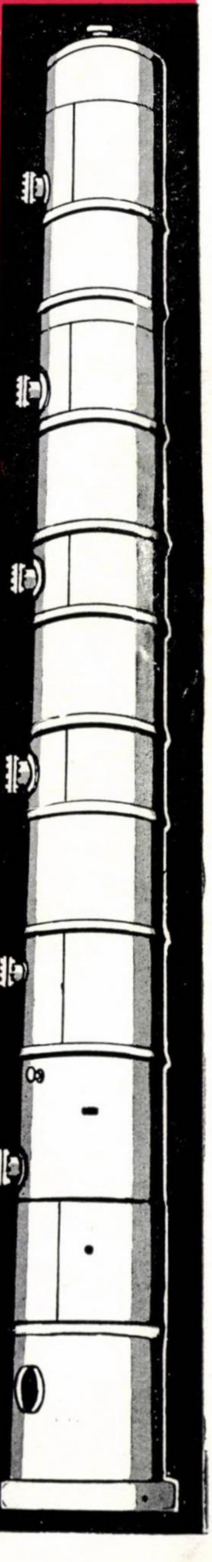
EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE UTILAJE TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI PETROLIERĂ

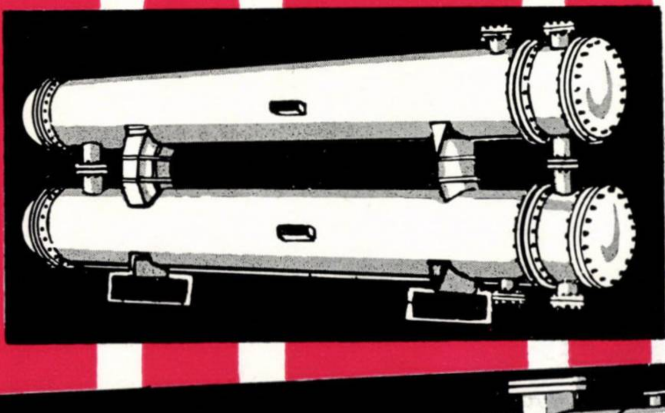
Coloane de:

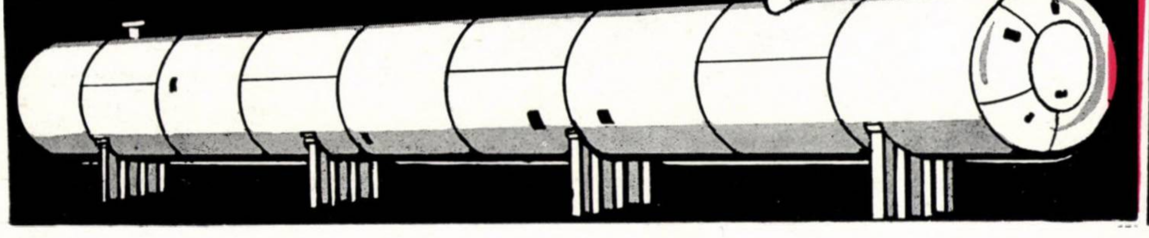
Distilare
Fracționare
Spălare
Vid
Stripare
Stabilizare

Absorbere
Scrubere
Condensatoare
Separatoare
Filtre
Rezervoare
Vase de drenaj
Fierbătoare
Vaporizatoare
Buncăre
Conteinere
Sobe de contact
Mori cu bile
Mori cu ciocane
Schimbătoare de căldură.







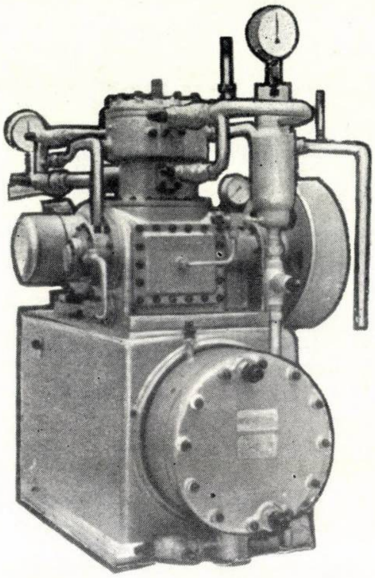


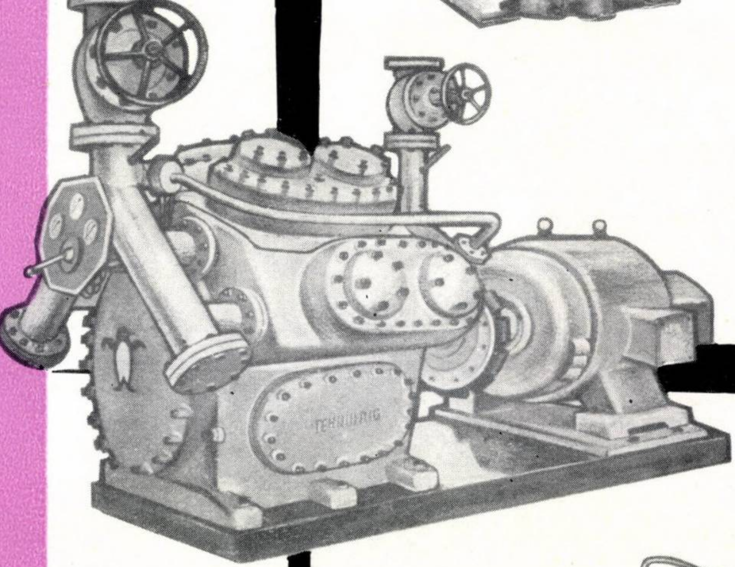
metrom

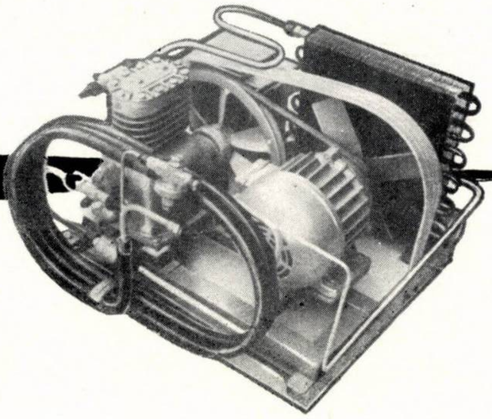
Laminate trase din neferoase ușoare și grele
Piese turnate sub presiune

UZINA „METROM" BRAȘOV Str. Carpaților nr. 60 tel. 12920

Pentru toate ramurile industriale şi comerciale, care necesită capacităţi frigorifice mari şi temperaturi scăzute, compresoare şi agregate frigorifice



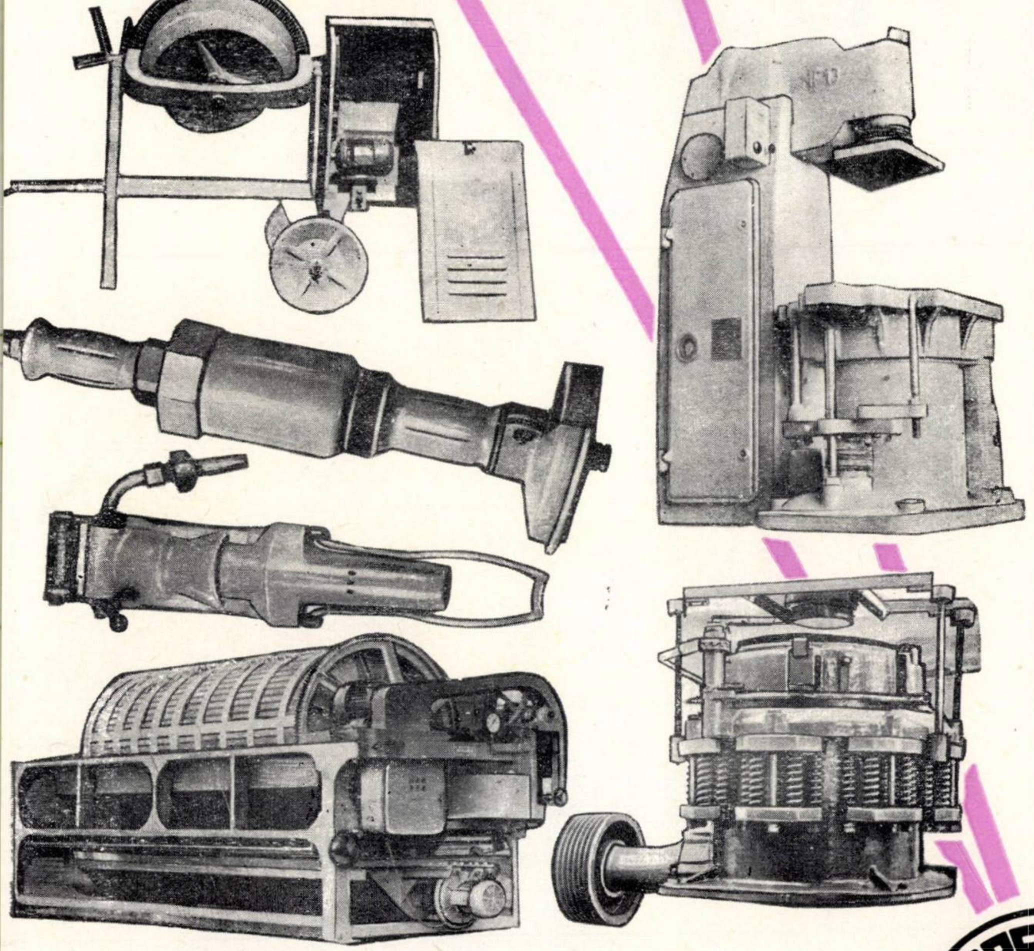




TEHNOFRIG

Cluj — Str. Fabricii de chibrituri, 5-11. ● Telefon 1.61.80

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTA
PRODUSE
PENTRU:

INDUSTRIA SIDERURGICA: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICA: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERA: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARA: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

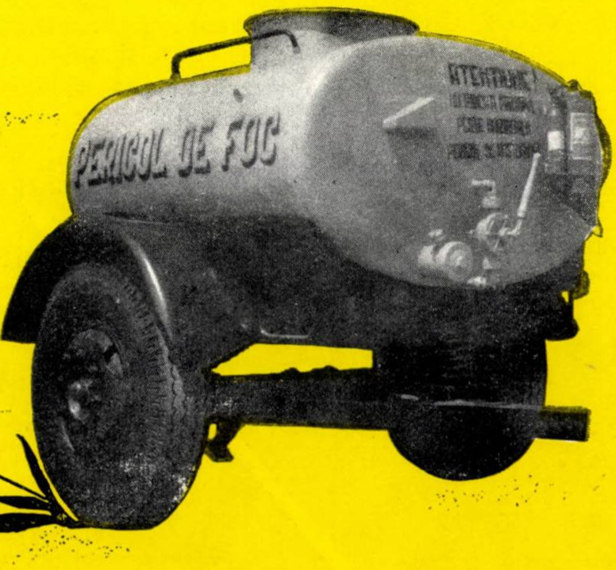
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

UZINA DE CONSTRUCTII DE MASINI
7 NOIEMBRIE

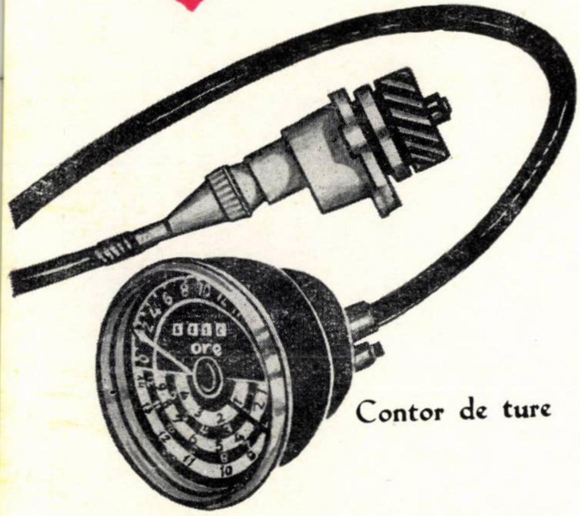
STR. I. C. FRIMU nr. 3 • ☆ CRAIOVA

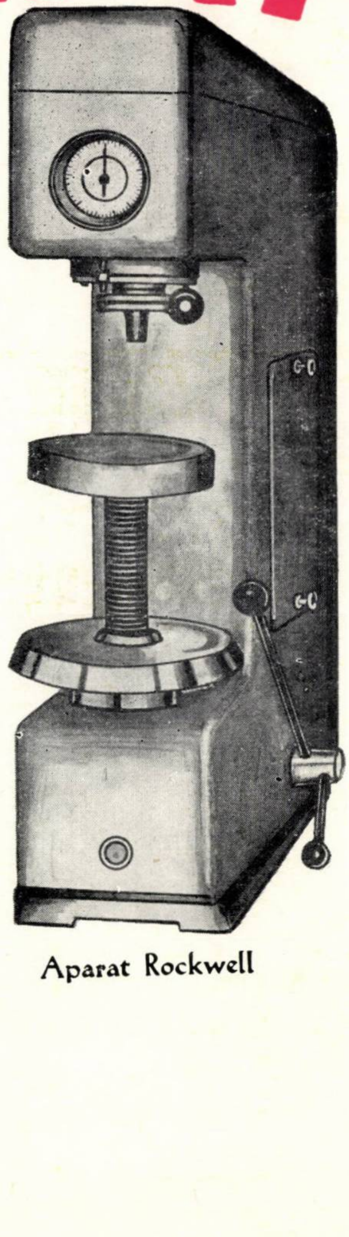
produce:

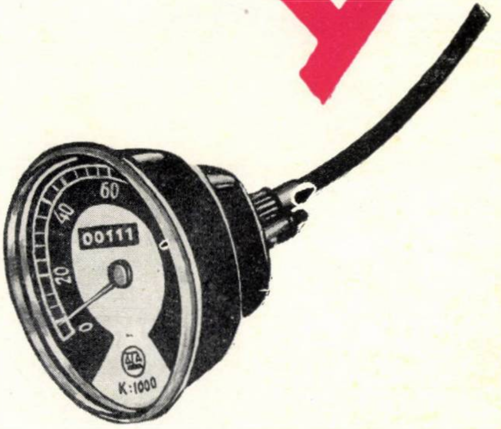
- Maşini de împrăştiat centrifugal îngrăşăminte chimice MIC—1
- Remorcă cisternă RC — 3,6
- Remorcă cisternă RC — 1,8
- Greblă rotativă GR — 4,2
- Semănătoare universală de cereale SU — 29
- Tocătoare pentru însilozat TMS — 6M



UZINA BALANTA SIBIU


Contor de ture


Aparat Rockwell

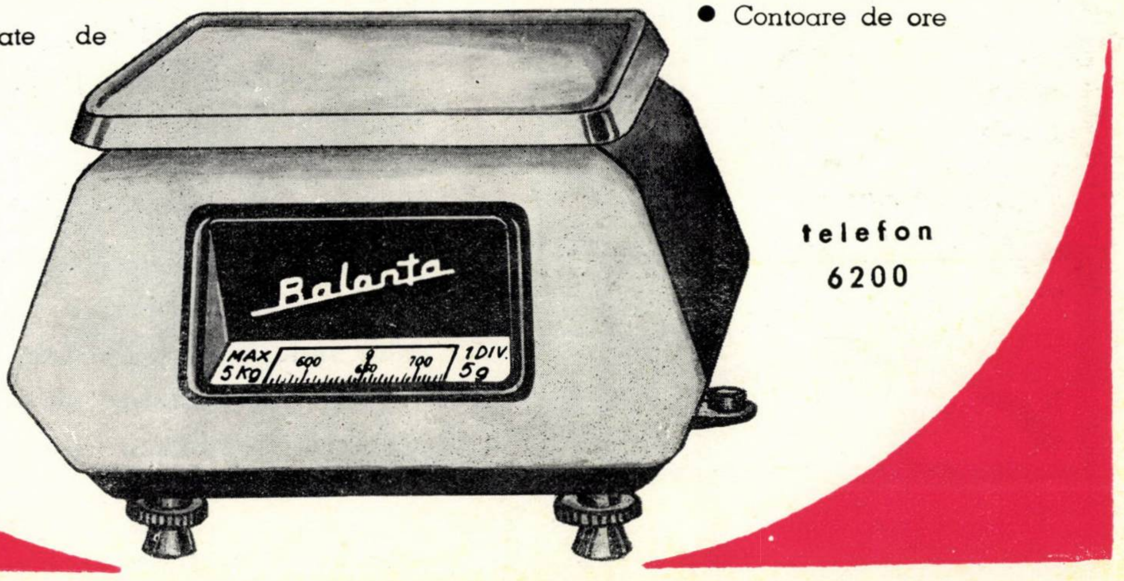


Vitezometru

executǎ :

- Balanțe semiautomate de 1 și 20 kg
- Balanțe semiautomate de 5 kg, cu proiecție
- Balanțe tehnice cl. II de 1 și 5 kg
- Balanțe etalon de 2 și 20 kg
- Balanțe compuse de 5, 10 și 20 kg
- Balanțe romane de uz casnic de 5 și 10 kg
- Bascule semiautomate de 50 kg, cu proiecție
- Bascule automate cu cupǎ basculantǎ pentru cereale de 5, 20, 100, 200, 300 și 700 kg
- Bascule romane de 500, 1 000 și 2 000 kg
- Bascule pod pentru vehicule rutiere de 10, 15 și 20 t
- Basculǎ pod pentru vagonete și cǎi ferate
- Aparate Brinell și Rockwell
- Vitezometre pentru autovehicule
- Contoare de ore

Balanță semiautomată de 5 kg

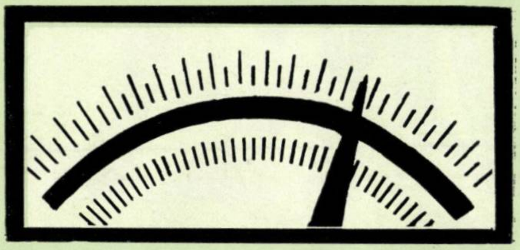


Str. Gușteriței
21 - 23

telefon
6200

MICM

ICPE



INSTITUTUL DE CERCETARE ŞI PROIECTARE PENTRU INDUSTRIA ELECTROTEHNICĂ

Bucureşti ★ Bulevardul Tudor Vladimirescu nr. 45 ★ telefon 31.41.00

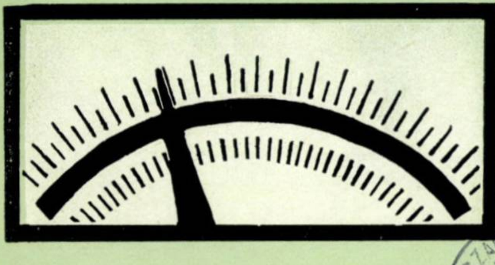
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ И ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ ИНСУИТУТ ПО ВОПРОСАМ ЭЛЕКТРОПРОМЫШЛЕННОСТИ

ELECTRICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE

FORSCHUNGS-UND PROJEKTIERUNGSINSTITUT FÜR DIE ELEKTROINDUSTRIE

INSTITUT DE RECHERCHES ET PROJETS POUR L'INDUSTRIE ÉLECTROTECHNIQUE

primeşte comenzi de cercetare şi proiectare, cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din ţară. Institutul execută studii, încercări, omologări şi prototipuri din domeniul maşinilor şi transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă şi înaltă tensiune, acţionărilor electrice, schemelor complexe electrice şi electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu maşini electronice, materialelor electrotehnice, cum şi proiectări pentru uzine şi fabrici cu acest profil.



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1966

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, IUNIE – IULIE 1966, Nr. 6–7

CUPRINS

* * * CONSFĂTUIREA PE ŢARĂ A CONSTRUCTORILOR DE MAŞINI.
Cuvîntarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu, secretar general al Comitetului Central al Partidului Comunist Român. 313
* * * **Chemare către muncitorii, inginerii, tehnicienii şi economiştii din uzine şi din institutele de cercetări şi proiectări ale industriei construcţiilor de maşini.** 319
MARINESCU, M.: **Consfătuirea pe ţară a lucrătorilor din industria construcţiilor de maşini.** 323
TACHE, V. şi BRĂGARU, A.: **Cu privire la aşezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte.** 326
MINCIU, C.: **Calculul analitic al broşelor ce lucrează prin generare.** 335
EPUREANU, A. şi CONSTANTIN, E.: **Determinarea turaţiei economice la strunjirea prin copiere a arborilor în trepte.** 341
BĂNCILĂ, A.: **Capete de frezat armate cu plăcuţe din carburi metalice. Soluţii moderne şi economice.** 346
GAVRILAŞ, I. şi MAIER, A.: **Netezirea suprafeţelor prin rulare.** 353
VLAD, A.: **Productivitatea strungurilor automate în comparaţie cu alte maşini-unelte aşchietoare.** 358
VAN SAANEN, E. şi BARZACOVSCHI, V.: **Unele probleme ridicate de procedeele noi de finisare a roţilor dinţate cilindrice.** 362
ILIESCU, C, şi TUREAC, I.: **Cercetări privind arcuirea pieselor în V obţinute din tablă, prin îndoire liberă.** 369
CAŞLER, GH., BELOUS, V. şi RENER, A.: **Contribuţii la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oţelurilor româneşti.** 375
HOROVITZ, B. şi KOVACS, F.: **Cercetări experimentale asupra angrenajelor.** 382
ZGURĂ, GH.: **Cercetări experimentale privind vibraţiile la frezarea frontală.** 395
DEACU, L., MAGYAROSY, I. şi ŞTEFĂNESCU, C.: **Contribuţii la tehnica prelucrării prin vibroaşchiere.** 399
NANU, A. şi POPOVICI, V.: **Influenţa formei şi dimensiunilor electrozilor sculă şi piesă asupra productivităţii la debitarea electroerozivă anodomecanică.** 407
CIOBANU, M. şi MÜLLER, Z.: **Problema gospodăririi aşchiilor metalice.** 410
CIGAN, L.: **Analiza structurii erorilor sistemelor de reglare.** 416

DOCUMENTARE 422
RECENZII 430
CRONICĂ 434
REVISTA REVISTELOR 436

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

SUMAR

CONSFĂTUIREA PE ŢARĂ A CONSTRUCTORILOR DE MAŞINI.

Cuvîntarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu secretar general al Comitetului Central al Partidului Comunist Român.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 313–318

Chemare către muncitorii, inginerii, tehnicienii şi economiştii din uzine şi din institutele de cercetări şi proiectări ale industriei construcţiilor de maşini.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 319–322

CZ 621: 061.3

Marinescu, M. : **Consfătuirea pe ţară a lucrătorilor din industria construcţiilor de maşini.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 323–325

CZ 621.9–229.312

Tache, V. şi *Brăgaru, A.* : **Cu privire la aşezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte.**

Se evidenţiază necesitatea unificării şi simplificării reprezentării schemelor de bazare, propunîndu-se un nou sistem de reprezentare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 326–334

CZ 621.919. 3. 001.24

Minciu, C. : **Calculul analitic al broşelor ce lucrează prin generare.**

Se prezintă o metodă pentru calculul supraînălţării dinţilor la broşele ce lucrează prin generare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 335–340

CZ 621.941.24.014.5.003

Epureanu, A. şi *Constantin, E.* : **Determinarea turaţiei economice la strunjirea prin copiere a arborilor în trepte.**

Se determină printr-o metodă analitică turaţia economică la strunjirea prin copiere a arborilor în trepte în ipotezele obţinerii unui preţ de cost minim sau a unei productivităţi maxime.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 341–346

CZ 621.914.2.025 : 669.018.25

Băncilă, A. : **Capete de frezat armate cu plăcuţe din carburi metalice. Soluţii moderne şi economice.**

Se realizează o prezentare critică a capetelor de frezat utilizate în prezent în industrie.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 346–353

CZ 621.923.77

Gavrilaş, I. şi *Maier, A.* : **Netezirea suprafeţelor prin rulare.**

Se prezintă o serie de rezultate obţinute, evidenţiindu-se avantajele utilizării metodei de netezire a suprafeţelor prin rulare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 353–357

CZ 621.941.235.3

Vlad, A. : **Productivitatea strungurilor automate în comparaţie cu alte maşini-unelte aşchietoare.**

Se realizează o analiză teoretică a productivităţii maşinilor-unelte aşchietoare.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 358–362

CZ 621.833.1 :621.923.52

Van Saanen, E. şi *Barzacovschi, V.* : **Unele probleme ridicate de procedeele noi de finisare a roţilor dinţate cilindrice.**

Se analizează o serie de probleme tehnologice determinate de introducerea în procesul de fabricaţie al roţilor dinţate cilindrice a metodelor de finisare prin honuire şi şeveruire.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 362–369

CZ 621.981.21.001.5

Iliescu, C. şi *Tureac, I.* : **Cercetări privind arcuirea pieselor în V obţinute din tablă, prin îndoire liberă.**

Se prezintă o serie de rezultate obţinute la îndoirea în V la rece a tablei, evidenţiindu-se arcuirea pieselor realizate.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 369–374

CZ 621.951.001.5 :669.14(498)

Caşler, Gh., *Belous, V.* şi *Rener, A.* : **Contribuţii la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oţelurilor româneşti.**

Se determină experimental valorile parametrilor ce influenţează dinamica burghierii în cazul oţelurilor româneşti.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 375–381

CZ 621.831.001.5

Horovitz, B. şi *Kovacs, F.* : **Cercetări experimentale asupra angrenajelor.**

Se realizează o prezentare generală a metodelor de cercetare experimentală asupra cauzelor de degradare a angrenajelor.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 382–394

CZ 621.914.2–752.001.5

Zgură, Gh. : **Cercetări experimentale privind vibraţiile la frezarea frontală.**

Se analizează influenţa elementelor regimului de aşchiere şi a rigidităţii sistemului asupra intensităţii autovibraţiilor la frezarea frontală.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 395–399

CZ 621.9.07

Deacu, L., *Magyarosy, I.* şi *Ştefănescu, C.* : **Contribuţii la tehnica prelucrării prin vibroaşchiere.**

Se prezintă unele aspecte ale aplicării prelucrării prin vibroaşchiere la strunjire şi burghiere.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 399–406

CZ 621.9.018.5 :621.3.035.2

Nanu, A. şi *Popovici, V.* : **Influenţa formei şi dimensiunilor electrozilor sculă şi piesă asupra productivităţii la debitarea electroerozivă anodomecanică.**

Se evidenţiază unele aspecte practice în legătură cu influenţa parametrilor geometrici ai electrozilor asupra productivităţii debitării anodomecanice.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 407–410

CZ 621.9.07.004.8

Ciobanu, M. şi *Müller, Z.* : **Problema gospodăririi aşchiilor metalice.**

Se prezintă o serie de aspecte practice în legătură cu problema colectării, transportului şi depozitării aşchiilor metalice.

Construcţia de maşini 18(1966) nr. 6–7, p. 410–415

CZ 621–53

Cigan, I. : **Analiza structurii erorilor sistemelor de reglare.**

Se realizează o analiză a erorilor ce apar la prelucrările pe maşini-unelte cu reglare automată.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 416–421

СОДЕРЖАНИЕ

СОВЕЩАНИЕ ПО ВСЕЙ СТРАНЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ.

Речь Генерального Секретаря ЦК КПР Николае Чаушеску.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 313–318

Обращение к рабочим, инженерам, техникам и экономистам из заводов научно-исследовательских и проектных институтов машиностроительной промышленности.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 319–322

Маринеску, М.: **Совещание по всей стране работников машиностроительной промышленности.**

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 323–325

ДК 621.9–229.312

Таке, В и *Брэгару, А.*: **Об установке деталей в рабочих приспособлениях на станках.**

Отмечается необходимость унифицирования и упрощения способа представления основных схем, для чего предлагается новая система.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 326–334

ДК 621.919.001.24

Минчу, К.: **Аналитический расчет протяжек, работающих генерированием.**

Описан метод расчета надстройки зубьев протяжек, работающих генерированием.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 335–340

ДК 621.941.24.014.14.5.003

Епуреану, А и *Константин, Е.*: **Определение экономического оборота для обточки ступенчатых валоб копированием.**

Определяются, аналитическим методам, экономические обороты в процессе обточки ступенчатых валов копированием, с целью достижения наименьшей себестоимости или максимальной производительности.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 341–346

ДК 621.914.2.025 :669.018.25

Бэнчила, А.: **Фрезеровочные головки, армированные пластинками из металлических карбидов. Новейшие экономичные решения.**

Дается критический обзор применяемых в настоящее время в промышленности фрезеровочных головок.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 346–353

ДК 621.923.77

Гаврилаш, И. и *Майер, А.*: **Доводка поверхностей обкаткой.**

Приводится ряд результатов, причем отмечаются преимущества применения метода доводки поверхностей обкаткой.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 353–357

ДК 621.941.235.3

Влад, А.: **Производительность автоматических токарных станков по сравнению с другими металлорежущими станками.**

Проводится теоретический анализ производительности металлорежущих станков.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 358–362

ДК 621.833.1 :621.923.52

Заанен, Е. и *Барзаковский, В.*: **Ряд вопросов, связанных с новыми способами доводки цилиндрических зубчатых колес.**

Анализируется ряд технологических вопросов, обусловленных внедрением в производственный процесс изготовления цилиндрических колес методом доводки хомнингованием и шевингованием.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 362–369

ДК 621.981.21.001.5

Илиеску, К. и *Туряк, И.*: **Исследования в области пружинящего эффекта V-образных деталей, получаемых путем свободного сгиба листового железа.**

Приводятся результаты, полученные при холодном V-образном сгибе листового железа, причем рассматривается пружунящий эффект получаемых деталей.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 369–374

ДК 621.951.001.5 :669.14(498)

Кашлер, Г., *Белоус, В.*, *Ренер, А.*: **К вопросу об экспериментальном изучении динамики сверления румынских сталей.**

Экспериментально определяются значения параметров, влияющих на динамику сверления румынских сталей.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 375–381

ДК 621.831.001.5

Горовиц, Б. и *Ковач, Ф.*: **Экспериментальные исследования в области зубчатых передач.**

Проводится общий обзор методов экспериментального исследования причин разрушения зубчатых передач.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 381–394

ДК 621.914.2.752.001.5

Згура, Г.: **Вибрации при торцевой фрезеровке.**

Анализируется влияние элементов режима резания и жесткости системы на интенсивность самовибрации при торцевой фрезеровке.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 395–399

ДК 621.9.07

Дяку, Л., *Могьорощи И.* и *Штефэнеску, К.*: **К вопросу о технике обработки виброрезанием.**

Рассматриваются различные аспекты применения обработки виброрезанием при обточке и сверлении.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 399–406

ДК 621.9.018.5 :621.3.035.2

Нану, А, и *Попович, В.*: **Влияние формы и размеров электродов инструмента и деталей – на анедомеханическую электроэрозионную производительность.**

Отмечается ряд практических аспектов в связи с влиянием геометрических параметров электродов на анодомеханическую производительность.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 407–410

ДК 621.9.07.004.8

Чиобану, М. и *Мюллер, З.*: **Проблемы хозяйства металлических стружек.**

Рассматривается ряд практических вопросов в связи со собром, транспортом и хранением металлической стружки.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 410–415

ДК 621.53

Чиган, Л: **Анализ структуры погрешностей регулировочных систем.**

Анализируются погрешенности, возникающие при обработке на автоматически регулируемых станках.

Construcţia de maşini 18 (1966), № 6–7, стр. 416–421

CONTENTS

THE NATIONAL MEETING OF MACHINE BUILDERS. **The speech of camarade Nicolae Ceauşescu, general secretary of the Central Comittee of the Rumanian Communist Party.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 313–318

Adress to the workers, engineers, technicians and economists from the works, research and designing institutes of the machine-building industry.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 319–322

DC 621:061.3

Marinescu, M. : **The national meeting of machine-building industry workers.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 323–325

DC 621.9–229.312

Tache, V. and *Brăgaru, A.* : **Concerning the placement of pieces in the working devices in machine-tools.**
The necessity of unifying and simplifying the placement scheme representation is emphasized and a new representation system is suggested.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 326–334

DC 621.919.3.001.24

Minciu, C. : **The analytical calculus of brooches working by generation.**
A method of calculating the superelevation of teeth in the brooches working by generation is presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 335–340

DC 621.941.24.014.5.003

Epureanu, A. and *Constantin, E.* : **The determination of the economical number of revolutions in the copying turning of step-shafts.**
The work presents an analytical method of determining the economic number of rotations in the copy turning of the stepped shaft in order to obtain a minimum cost price or a maximum productivity.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 341–346

DC 621.914.2.025:669.018.25

Băncilă, A. : **Milling heads reinforced with metallic carbide plates. Modern and economical solutions.**
The paper contains a critical presentation of the milling heads presently used in the industry.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 346–353

DC 621.923.77

Gavrilaş, I. and *Maier, A.* : **Surface finishing by rolling.**
The advantages of the utilization of the surface finishing by rolling are presented on the basis of the results obtained.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 353–357

DC 621.941.235.3

Vlad, A. : **The productivity of automatic lathes as compared to other splintering machine-tools.**
A theoretical analysis of the productivity of splintering machine-tools is presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 358–362

DC 621.833.1:621.923.52

Van Saanen, E. and *Barzacovschi, V.* : **Some problems concerning the new finishing techniques of spur gear wheels.**
A series of technological problems connected with the introduction into the manufacturing process of spur gear wheels of the finishing by honing and shaving are discussed.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 362–369

DC 621.981.21.001.5

Iliescu, C. and *Tureac, I.* : **Researches concerning the bending of V-pieces obtained by the free flexion of sheet.**
The results obtained from the cold V-flexion of sheet and the bending of the pieces achieved are pointed out.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 369–374

DC 621.951.001.5:669.14(498)

Caşler, Gh., *Belous, V.* and *Rener, A.* : **Contributions to the experimental investigation of the drilling dynamics of the Rumanian steels.**
The values of the parameters affecting the drilling dynamics of the Rumanian steels are experimentally determined.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 375–381

DC 621.831.001.5

Horovitz, B. and *Kovacs, F.* : **Experimental researches concerning the gearings.**
The paper contains a general presentation of the experimental studies concerning the gearing degradation causes.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 382–394

DC 621.914.2–752.001.5

Zgură, Gh. : **The frontal milling vibrations.**
The influence of the splintering regime elements and of the system rigidity on the intensity of self-vibrations in the frontal milling.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 395–399

DC 621.9.07

Deacu, L., *Maggarosy, I.* and *Ştefănescu, C.* : **Contributions to the vibrosplintering working technique.**
Some aspects of the application of vibrosplintering working to the turning and milling are presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 399–406

DC 621.9.018.5:621.3.035.2

Nanu, A. and *Popovici, V.* : **The influence of the shape and size of the tool- and piece electrodes on productivity in the anodomechanical electroerosion cutting.**
Some practical aspects concerning the influence of the geometrical parameters of the electrodes on the productivity of anodomechanical cutting are discussed.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 407–410

DC 621.9.07.004.8

Ciobanu, M. and *Müller, Z.* : **The problem of metallic splinter management.**
A series of practical aspects concerning the problem of the collecting, transport and storing of the metallic splinters are presented.

Construcţia de maşini 18(1966), nr. 6–7, p. 410–415

DC 621-53

Cigan, L. : **The structure analysis of the errors in regulating systems.**
The author analyses the errors occurring on working with automatically adjustable machine-tools.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 6–7, p. 416–421

SOMMAIRE

LA CONFÉRENCE NATIONALE DES CONSTRUCTEURS DE MACHINES.

Discours du camarade Nicolae Ceauşescu, secrétaire général du Comité Central du Parti Communiste Roumain.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 313-318

Appel aux ouvriers, ingénieurs, techniciens et économistes des usines et des instituts de recherches et de projets appartenant à l'industrie de la construction mécanique.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 319-322

CD 621:061.3

Marinescu, M. : **La conférence nationale des travailleurs de l'industrie de la construction mécanique.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 323-325

CD 621.9-229.312

Tache, V. et *Brăgaru, A.* : **Sur la mise en position des pièces dans les dispositifs des machines-outils qui servent à l'usinage.**

On souligne la nécessité d'unifier et de simplifier les schémas qui concernent la mise en position des pièces et on propose un nouveau système s'y rapportant.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 326-334

CD 621.919.3.001.24

Minciu, C. : **Le calcul analytique des broches qui travaillent par génération.**

On présente une méthode qui sert au calcul de la surélévation des dents pour les broches qui travaillent par génération.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 335-340

CD 621.941.24.014.5.003

Epureanu, A. et *Constantin, E.* : **Détermination du nombre de tours économique au tournage par copie des arbres à plusieurs diamètres.**

On présente une méthode analytique pour la détermination du nombre de tours pour l'usinage par copie des arbres à plusieurs diamètres, dans les conditions de l'obtention d'un minimum de prix de revient ou d'un maximum de productivité.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 341-346

CD 621.914.2.025 :669.018.25

Băncilă, A. : **Têtes de fraisage armées à plaques de carbures métalliques. Solutions modernes et économiques.**

On décrit les différentes têtes de fraisage employées actuellement dans l'industrie.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 346-353

CD 621.923.77

Gavrilaş, I. et *Maier, A.* : **Le lissage des surfaces par roulage.**

On montre les avantages de la méthode du lissage des surfaces par roulage.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 353-357

CD 621.941.235.3

Vlad, A. : **La productivité des tours automatiques comparée à celle des autres machines-outils qui servent à enlever les copeaux.**

On analyse du point de vue théorique la productivité des machines-outils pour l'enlèvement des copeaux.

Construcţia de maşini 18(1966), nos. 6-7, p. 358-362

CD 621.833.1 : 621.923.52

Van Saanen, E. et *Barzacovschi, V.* : **Quelques problèmes posés par les nouveaux procédés de finissage des roues dentées cylindriques.**

On examine plusieurs problèmes technologiques posés par l'introduction, dans le processus de fabrication des roues dentées cylindriques, des méthodes de finissage par affûtage et shaving.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 362-369

CD 621.981.21.001.5

Iliescu, C. et *Tureac, I.* : **Recherches sur le courbement des pièces en V obtenues par le pliage libre de la tôle.**

Les auteurs exposent les résultats obtenus par le courbement en V des tôles, à froid, et étudient les courbures des pièces réalisées.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 369-374

CD 621.951.001.5 :669.14(498)

Caşler, Gh., *Belous, V.* et *Rener, A.* : **Contributions à la recherche expérimentale de la dynamique du forage dans le cas des aciers roumains.**

On précise les valeurs des paramètres qui influent sur la dynamique du forage dans le cas des aciers roumains.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 375-381

CD 621.831.001.5

Horovitz, B. et *Kovacs, F.* : **Recherches expérimentales sur les engrenages.**

On passe en revue les méthodes de recherche expérimentale sur les causes de la détérioration des engrenages.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 382-394

CD 621.914.2-752.001.5

Zgură, Gh. : **Vibrations durant le fraisage frontal.**

On examine l'influence du régime de l'enlèvement des copeaux et de la rigidité du système sur l'intensité des vibrations pendant le fraisage frontal.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 395-399

CD 621.9.07

Deacu, L., *Magyarosy, I.* et *Ştefănescu, C.* : **Contributions à la technique de l'usinage par vibrocoupe.**

On présente certains aspects de l'application de l'usinage par vibrocoupe au chariotage et au forage.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 399-306

CD 621.9.018.5 :621.3.035.2

Nanu, A. et *Popovici, V,* : **L'influence de la forme et des dimensions des électrodes (outil et pièce) sur la productivité du débitage électroérosif anodomécanique.**

On décrit plusieurs aspects pratiques de l'influence des paramètres géométriques des électrodes sur la productivité du débitage anodomécanique.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 407-410

CD 621.9.07.004.8

Ciobanu, M. et *Müller, Z.* : **Le problème de la manipulation des copeaux métalliques.**

L'auteur examine les problèmes de la collecte, du transport et de l'emmagasinage des copeaux métalliques.

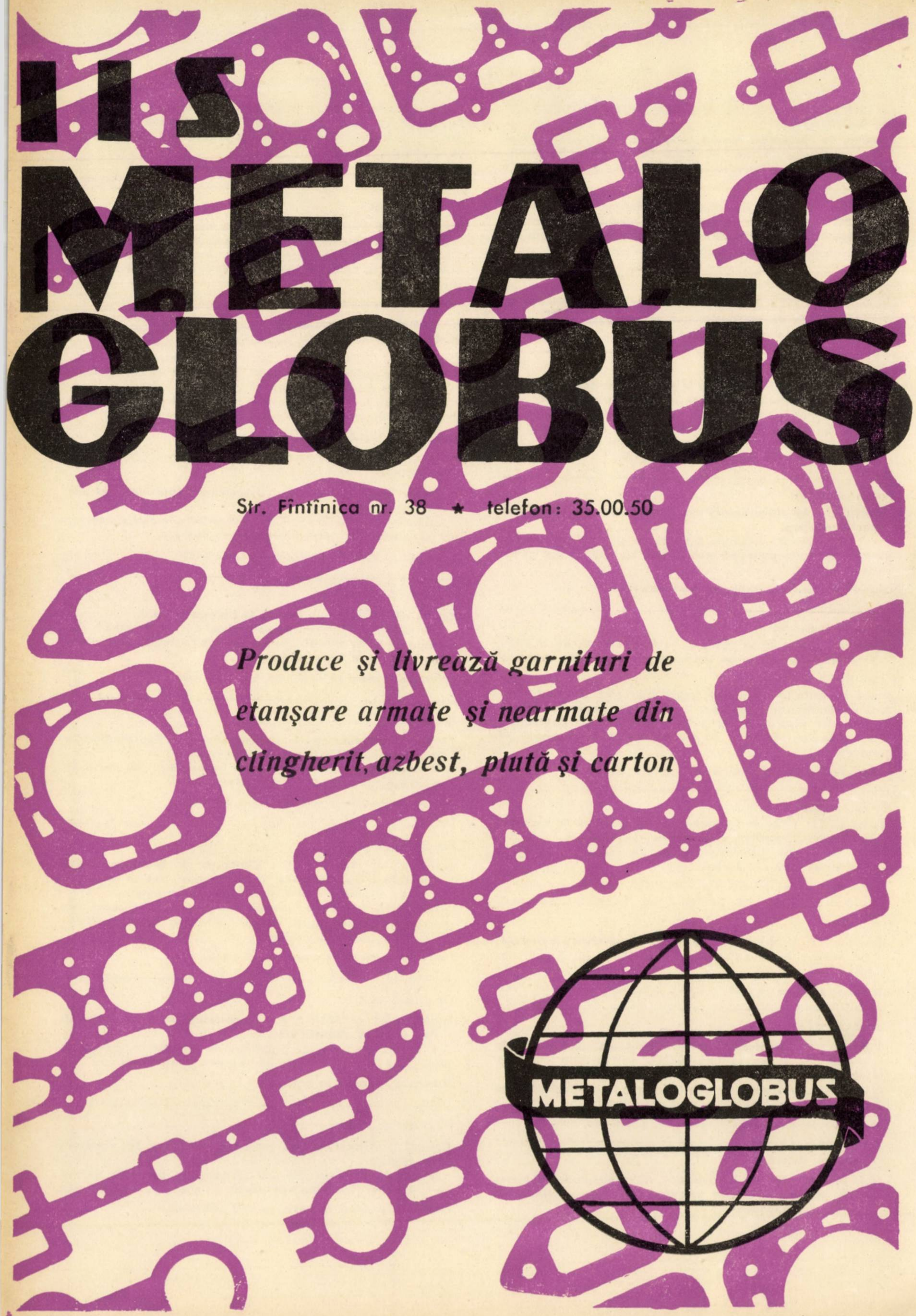
Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 410-415

CD 621-53

Cigan, L. : **L'analyse des erreurs causées par les systèmes de réglage.**

On étudie les erreurs qui peuvent se produire durant l'usinage sur les machines-outils à réglage automatique.

Construcţia de maşini 18 (1966), nos. 6-7, p. 416-421



IIS METALOGLOBUS

Str. Fîntînica nr. 38 ★ telefon: 35.00.50

Produce şi livrează garnituri de etanşare armate şi nearmate din clingherit, azbest, plută şi carton

METALOGLOBUS

Consfătuirea pe ţară a constructorilor de maşini

Cuvîntarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu secretar general al Comitetului Central al Partidului Comunist Român

DRAGI TOVARĂŞI,

Comitetul Central al partidului a considerat necesar să supună dezbaterii maselor largi de muncitori, ingineri şi tehnicieni, oamenilor de ştiinţă şi specialiştilor din industria construcţiilor de maşini problemele actuale ale dezvoltării acestei ramuri importante a economiei naţionale, să se sfătuiască cu ei în scopul stabilirii celor mai bune căi pentru realizarea marilor sarcini ce ne stau în faţă în anii următori. Acum, cînd ne apropiem de încheierea lucrărilor consfătuirii, putem spune că aşteptările Comitetului Central au fost întrutotul realizate.

Prima consfătuire pe ţară a constructorilor de maşini — detaşament de seamă al clasei noastre muncitoare — a analizat multilateral dezvoltarea acestui sector, a discutat pe larg principalele măsuri în vederea asigurării progresului continuu al industriei constructoare de maşini.

În cadrul consfătuirii, participanţii şi-au spus părerea cu înaltă competenţă şi spirit de răspundere, au relevat succesele remarcabile înregistrate în dezvoltarea construcţiilor de maşini, au adus critici îndreptăţite neajunsurilor ce s-au manifestat în unele domenii. Consfătuirea care se încheie astăzi, largile dezbateri premergătoare desfăşurate în uzine şi fabrici, în institute de proiectări şi cercetări, schimbul de experienţă realizat cu acest prilej, au evidenţiat marile rezerve de care dispunem, nivelul înalt de pregătire profesională şi tehnică a lucrătorilor din întreprinderile constructoare de maşini, forţa creatoare a oamenilor muncii, făuritori şi stăpîni ai bunurilor materiale, ai tuturor bogăţiilor patriei.

În cursul consfătuirii, ca şi în adunările din întreprinderi, au fost făcute numeroase şi valoroase propuneri pe care ministerele, îndeosebi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, celelalte organe centrale, conducerile uzinelor vor trebui să le studieze cu toată atenţia şi să le găsească rezolvarea corespunzătoare.

Desfăşurată la începutul noului cincinal, consfătuirea va contribui la o mai bună cunoaştere a potenţialului material şi uman, la unirea tuturor eforturilor oamenilor muncii, în vederea înfăptuirii directivelor Congresului al IX-lea al partidului, privind dezvoltarea industriei constructoare de maşini.

Merită să subliniem şi cu acest prilej justeţea şi utilitatea practicii partidului nostru de a se sfătui întotdeauna cu oamenii muncii în elaborarea tuturor măsurilor importante de care depinde mersul înainte al societăţii. Aceasta este una din metodele principale ale democraţiei noastre socialiste, care asigură participarea celor ce muncesc la rezolvarea tuturor problemelor politice şi economice, duce la întărirea continuă a unităţii tuturor oamenilor muncii fără deosebire de naţionalitate, în jurul partidului şi guvernului, în lupta pentru construirea noii orînduiri, pentru propăşirea României socialiste. (Aplauze puternice).

Construcţiile de maşini — principala forţă dinamică a industriei

TOVARĂŞI,

După cum se ştie, în centrul organizării socialiste a economiei naţionale, partidul a pus industrializarea, dezvoltarea îndeosebi a industriei grele — cale sigură a dezvoltării forţelor de producţie, a progresului rapid şi prosperităţii întregii societăţi, a ridicării patriei noastre la nivelul ţărilor cu o economie avansată. Industrializarea socialistă este chezăşia creşterii puterii economice a patriei, a independenţei şi suveranităţii naţionale. (Vii aplauze). Cu cît fiecare ţară socialistă este mai puternică, cu atît mai mare este contribuţia ei la întărirea forţei sistemului mondial socialist, la creşterea prestigiului şi influenţei socialismului în lume.

Aplicarea consecventă a învăţăturii marxist-leniniste la condiţiile concrete din ţara noastră a permis ca într-un timp scurt să se obţină succese de seamă în industrializarea României, în întreaga operă de edificare a noii orînduiri sociale. În anii socialismului, producţia industrială a crescut într-un ritm rapid — printre cele mai înalte din lume — au fost create noi ramuri industriale, a fost făurită o industrie puternică, în plină dezvoltare şi, pe această bază, s-a asigurat progresul agriculturii, transporturilor, al tuturor ramurilor economiei naţionale, înflorirea ştiinţei şi culturii, ridicarea bunăstării materiale şi spirituale a poporului.

O atenție deosebită a fost acordată creșterii cu precădere a producției mijloacelor de producție, industriei constructoare de mașini — principala forță dinamică a industriei, ale cărei produse au un rol determinant în sporirea continuă a producției bunurilor materiale.

Crearea și dezvoltarea bazei tehnico-materiale a socialismului, făurirea unei industrii moderne, și în general a unei economii naționale înfloritoare, sînt de neconceput fără o puternică industrie constructoare de mașini. Creșterea cu prioritate a industriei constructoare de mașini reprezintă o condiție esențială pentru înfăptuirea reproducției socialiste lărgite și introducerea în toate ramurile a celor mai înaintate cuceriri ale științei și tehnicii, pentru valorificarea superioară a bogățiilor naturale și dezvoltarea complexă a întregii economii. În condițiile revoluției tehnico-științifice contemporane, sporesc și mai mult rolul și importanța industriei de mașini-unelte, electrotehnice și electronice — domenii hotărîtoare ale progresului tehnic.

România socialistă asigură astăzi din producția sa cea mai mare parte din necesarul de utilaj al economiei, satisface aproape complet nevoile de dotare cu mijloace tehnice a forajului și extracției țițeiului, agriculturii, transporturilor auto și feroviare, exploatării lemnului. În totalul exportului țării noastre a sporit ponderea mașinilor și utilajelor, care sînt vîndute în 50 de țări ale lumii.

Marile realizări în dezvoltarea industriei, și în special a industriei constructoare de mașini, oglindesc justețea politicii partidului nostru, sînt rodul activității neobosite, al capacității creatoare, priceperii și măiestriei muncitorilor, inginerilor, tehnicienilor, oamenilor de știință care au dovedit că sînt în stare să rezolve cu succes cele mai complexe probleme puse în fața lor. Partidul și guvernul dau o înaltă apreciere activității lucrătorilor din ramura construcțiilor de mașini, cărora le adresez, în numele conducerii de partid și de stat, cele mai calde felicitări. (Aplauze îndelungate).

Marile sarcini ce revin constructorilor de mașini în anii cincinalului

TOVARĂȘI,

Cu toate succesele incontestabile obținute în dezvoltarea industriei constructoare de mașini — mîndrie a întregului nostru popor — este necesar să relevăm faptul că mai persistă încă o serie de neajunsuri și rămîneri în urmă, asupra cărora va trebui concentrată atenția în vederea înlăturării lor și a îndeplinirii sarcinilor mari ale cincinalului.

Congresul al IX-lea al Partidului Comunist Român a stabilit programul dezvoltării multilaterale a României în următorii ani în vederea continuării pe o treaptă superioară a procesului de desăvîrșire a construcției socialismului. În acești ani, forțele de producție vor cunoaște o puternică dezvoltare, industria, agricultura, întreaga economie va crește în ritm susținut, armonios, pe o linie continuu ascendentă.

Un rol de seamă în realizarea acestui program revine industriei constructoare de mașini, care exercită o influență hotărîtoare asupra întregii economii. În anii 1960—1970, producția industriei constructoare de mașini va înregistra un nou avînt; valoarea producției va fi în anul 1970, conform Directivelor Congresului al IX-lea, cu 75 la sută mai mare decît în 1965, ceea ce va reprezenta o creștere de circa 40 de ori față de valoarea producției acestei ramuri în 1938. Ținînd seama că industria constructoare de mașini trebuie să asigure cea mai mare parte din mașinile, instalațiile, utilajele complexe și de înalt nivel tehnic, necesare tuturor ramurilor economiei naționale, putem spune că munca voastră, a constructorilor de mașini, are o importanță decisivă pentru realizarea întregului plan cincinal (Aplauze). Conducerea partidului nostru este convinsă că muncitorii, inginerii și tehnicienii constructori de mașini se vor dovedi la înălțimea acestor mari îndatoriri.

Întregul popor a trecut cu avînt la înfăptuirea hotărîrilor Congresului al IX-lea al partidului; pe tot cuprinsul patriei, în industrie, agricultură, în toate ramurile economiei naționale, în știință, învățămînt și cultură se desfășoară o intensă activitate constructivă. În această activitate un loc de seamă ocupă oamenii muncii din industria construcțiilor de mașini, care, ca și lucrătorii din celelalte ramuri ale industriei, prin munca lor entuziastă au îndeplinit și depășit sarcinile primelor luni ale planului cincinal. Deși sîntem abia la început, putem spune, bazîndu-ne pe rezultatele obținute, că obiectivele de dezvoltare a economiei naționale în următorii cinci ani se dovedesc întrutotul realiste, sînt pe măsura puterii și capacității celor ce muncesc și vor fi îndeplinite în întregime. (Vii aplauze).

Comitetul Central al partidului și guvernul au elaborat în cele unsprezece luni care au trecut de la Congres o serie de măsuri menite să asigure înfăptuirea Directivelor sale. Sînt cunoscute hotărîrile adoptate pentru îmbunătățirea planificării și conducerii agriculturii, înființarea uniunilor raionale, regionale, Uniunii Naționale a Cooperativelor Agricole de Producție, care au creat cadrul necesar pentru participarea mai activă a țărănimii la rezolvarea problemelor dezvoltării agriculturii, a tuturor problemelor economice și politice ale țării.

Constituirea Consiliului Național al Cercetării Științifice și măsurile îndreptate spre îmbunătățirea activității de cercetare asigură condiții pentru avîntul continuu al științei, chemată să joace un rol de tot mai mare însemnătate în întreaga operă de construire a societății socialiste.

Se apropie de sfîrșit elaborarea planului cincinal pentru toate ramurile economiei naționale, potrivit Directivelor Congresului al IX-lea al partidului. Aceasta dă posibilitate fiecărei întreprinderi, fiecărui minister să cunoască de pe acum sarcinile ce-i revin pînă în 1970, amplasamentele noilor obiective, cît și dezvoltarea celor existente, produsele ce urmează a fi asimilate și termenele de introducere a lor în fabricație, să poată elabora din timp documentațiile tehnice și proiectele și să ia măsurile necesare realizării în cele mai bune condiții a prevederilor planului.

Pornind de la importanța deosebită a industriei constructoare de mașini și ținînd seama de rămînerile în urmă într-o serie de subramuri ale ei, Comitetul Central a elaborat planuri concrete de dezvoltare mai rapidă a acestei ramuri, în special a producției de mașini-unelte, electrotehnică și electronică, de utilaj energetic, precum și a producției de piese de schimb, pentru ca astfel industria noastră să poată satisface într-o măsură tot mai mare necesitățile de mașini și utilaje de înaltă tehnicitate ale economiei naționale.

În timpul consfătuirii ați analizat planul de măsuri privind producția de mașini-unelte. După cum ați văzut, urmează ca producția acestui sector să realizeze o creștere superioară celei stabilite de Congresul al IX-lea. Totodată, se pune un accent deosebit pe producerea de noi tipuri de mașini-unelte complexe, cu performanțe superioare, la nivelul tehnicii mondiale. În acest scop urmează a se profila și dezvolta întreprinderile producătoare de mașini-unelte, a se îmbunătăți dotarea lor cu mașini de înaltă productivitate. (Aplauze).

O altă subramură a industriei constructoare de mașini în care, cu toate creșterile obținute în șesenalul trecut, sînt serioase rămîneri în urmă este electrotehnica și electronica. În condițiile revoluției tehnico-științifice contemporane, mecanizarea și automatizarea producției, care înzecesc și însutesc forța productivă a muncii, constituie principalul mijloc pentru asigurarea progresului rapid al întregii economii, pentru construirea cu succes a socialismului și comunismului.

Pornind de la considerentul că dezvoltarea bazei tehnico-materiale corespunzător cerințelor economiei moderne nu este posibilă fără o industrie electrotehnică și electronică puternică, Comitetul Central a stabilit sarcini privind creșterea producției acestui sector într-un ritm superior celui stabilit pentru ansamblul industriei constructoare de mașini. O atenție deosebită se va acorda producției de aparatură electronică și a elementelor de automatizare, care să permită introducerea largă a automatizării în industrie.

Industria constructoare de mașini va trebui să aducă o contribuție mai mare la asigurarea utilajului necesar dezvoltării în următorii zece ani a bazei energetice și a electrificării. În acest scop, urmează a se asimila și produce în țară hidroagregate de cîte 175 Megawați pentru centrala de la Porțile de Fier, hidroagregate pentru alte centrale de pe rîurile interioare, agregate termoenergetice de mari puteri, precum și agregate pentru centralele nucleare. Însușirea și fabricarea pentru prima oară în țara noastră a unor asemenea utilaje energetice constituie o sarcină de onoare pentru proiectanții și constructorii noștri de mașini. Sîntem convinși că ei vor îndeplini cu succes această sarcină, demonstrîndu-și astfel capacitatea, priceperea și cunoștințele tehnice. (Aplauze).

Sînt în curs de elaborare măsuri privind îmbunătățirea activității de proiectare și fabricare a unor noi instalații și linii tehnologice pentru industria chimică, petrolieră, ușoară, alimentară și alte ramuri industriale. Trebuie să concentrăm cele mai bune forțe pentru îndeplinirea acestei sarcini de mare răspundere a industriei constructoare de mașini, pentru a asigura producerea tuturor acestor utilaje complexe la termenele stabilite și la nivelul tehnicii mondiale. Avem aici în vedere instalații și linii tehnologice complete, inclusiv acele părți de cea mai înaltă tehnicitate ale acestora, pe care considerăm că industria noastră este în stare să le producă.

Înfăptuirea programului de dezvoltare a agriculturii în următorii cinci ani pune sarcini deosebit de mari în fața industriei constructoare de mașini. După cum ați văzut din planul prezentat consfătuirii, pînă în anul 1970 vor fi însușite și produse în țară noi mașini agricole și tractoare, necesare mecanizării complexe a lucrărilor agricole, care urmează să fie rezolvată în linii generale în cursul acestui cincinal. Vor fi luate măsuri pentru a se asigura utilajele necesare înfăptuirii programului de irigații și de chimizare a agriculturii. Asigurînd un număr sporit și variat de mașini și utilaje agricole de înalt nivel tehnic, constructorii de mașini își vor aduce prețioasa lor contribuție la sporirea rodniciei pămîntului și creșterea producției agricole, la ridicarea agriculturii patriei noastre.

În acest cincinal se vor produce locomotive electrice, locomotive Diesel cu transmisie hidraulică, vagoane moderne de călători și marfă, aparataj pentru mecanizarea și automatizarea proceselor de exploatare în transportul feroviar, noi tipuri de nave de tonaj sporit. O puternică dezvoltare va cunoaște producția mijloacelor de transport auto, care va crește de peste două ori pînă în 1970. Constructorii noștri de camioane, muncitorii din întreprinderile care cooperează la această producție, oamenii de știință, Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini sînt chemați să acționeze cu hotărîre nu numai pentru a spori în măsură însemnată producția, ci și pentru a îmbunătăți continuu calitatea mașinilor și indicii lor de utilizare.

Ținînd seama de cerințele crescînde ale oamenilor muncii, ca rezultat al creșterii continue a nivelului lor de trai, Comitetul Central a hotărît ca în cursul acestui cincinal să se treacă la producția *de autoturisme. (Aplauze). Ministerul are sarcina de a trece de pe acum la luarea tuturor măsurilor necesare pentru realizarea acestei producții la nivel corespunzător. Sînt, de asemenea, prevăzute măsuri în vederea dezvoltării mai rapide și îmbunătățirii calitative a producției de televizoare, aparate de radio, frigidere și alte bunuri de consum de folosință îndelungată, necesare populației.*

Iată, tovarăși, cîteva din direcțiile mai importante spre care vor trebui să-și concentreze atenția lucrătorii din industria constructoare de mașini în următorii ani. După cum vedeți, sînt sarcini mari și mobilizatoare; dar Comitetul Central și guvernul consideră că avem toate condițiile pentru înfăptuirea lor și că prin eforturile susținute ale oamenilor muncii din industria constructoare de mașini ele vor fi realizate în întregime. (Aplauze puternice).

Participanții la această consfătuire au formulat o serie de critici — după părerea mea îndreptățite — la adresa felului în care Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini se ocupă de asigurarea ritmicității producției, de aprovizionarea tehnico-materială și de alte probleme ridicate de întreprinderi. Este necesar ca ministerul, conducerea sa să analizeze toate aceste probleme, să întocmească un plan în care să fie prevăzute măsuri pentru îmbunătățirea muncii sale, pentru a acorda întreprinderilor un ajutor mai mare în întreaga lor activitate.

Sporirea eficienței economice, ridicarea nivelului tehnic și îmbunătățirea calității produselor — obiective de cea mai mare actualitate

TOVARĂȘI,

Indeplinirea în cele mai bune condiții a acestor mari sarcini cere îmbunătățirea substanțială a activității de cercetare științifică și de proiectare, în vederea creării de noi tipuri de mașini și utilaje de mare productivitate, ridicării caracteristicilor lor tehnice și economice, perfecționării continue a tehnologiilor de fabricație. Sînt necesare eforturile unite ale cercetătorilor și proiectanților din institutele departamentale și laboratoarele uzinale, din institutele Academiei și învățămîntul superior pentru înlăturarea în timpul cel mai scurt a rămînerii în urmă în acest domeniu, la care au contribuit în mare măsură părerile greșite după care progresul industriei ar fi depins numai de achiziționarea de mașini, utilaje, procese tehnologice și licențe din străinătate.

Vor trebui luate măsuri imediate pentru întărirea centrelor de cercetare existente, pentru înființarea și intrarea în funcțiune pînă la sfîrșitul acestui an a noilor institute de cercetare și proiectare în domeniile: electrotehnicii, electronicii, tehnologiei construcțiilor de mașini, echipamentelor energetice, mașinilor-unelte, automobilelor și tractoarelor.

După cum se vede, în fața oamenilor noștri de știință, lucrătorilor din institutele de cercetare și proiectare se deschid largi posibilități de afirmare a priceperii, cunoștințelor și talentului lor. Intelectualitatea noastră tehnică, aflată nu o dată în primele rînduri ale promotorilor noului în știință și tehnică, are toate condițiile să-și aducă contribuția activă la dezvoltarea într-un ritm susținut a construcției de mașini, și prin aceasta la progresul întregii economii naționale, al întregii noastre societăți socialiste. (Aplauze).

In vederea realizării sarcinilor stabilite, industria constructoare de mașini urmează să înfăptuiască un volum însemnat de investiții, de peste două ori mai mare decît în cei cinci ani anteriori.

Mulți vorbitori, inclusiv tovarășul ministru Mihai Marinescu, au subliniat, pe bună dreptate, deficiențele serioase în folosirea spațiilor noi construite, marile rezerve existente în această direcție. In proiectarea și executarea multor întreprinderi s-au produs exagerări în supradimensionarea construcțiilor, dispersarea secțiilor, care au condus la cheltuieli materiale și financiare nejustificate de procesul tehnologic și la scumpirea producției. Sînt multe întreprinderi moderne, ca spre exemplu Fabrica de mașini-unelte și agregate București, al cărei spațiu nu este folosit nici în proporție de 50 la sută. După unele calcule aproximative, avem posibilitatea ca, prin folosirea mai rațională a spațiilor existente, prin încărcarea mai completă a mașinilor și ridicarea indicelui de folosire a schimburilor, să se realizeze o producție cu circa 20 la sută mai mare decît obținem în momentul de față. Este necesar ca Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini, conducerile întreprinderilor să ia în cel mai scurt timp măsuri pentru lichidarea acestor neajunsuri și folosirea rațională a tuturor spațiilor de producție. Ținînd seama de deficiențele ce s-au manifestat în domeniul investițiilor, este necesar să se ia toate măsurile pentru ca fiecare obiectiv să fie dat la timp în funcțiune, realizat la parametrii tehnici proiectați, să se acorde o atenție mai mare proiectării, amplasării judicioase a investițiilor, studierii și adoptării soluțiilor optime atît din punct de vedere tehnologic cît și din cel al eficienței economice.

In discuțiile pe care le-am avut la definitivarea planului cincinal cu ministerele, s-a constatat că există posibilitatea de a se obține economii la investiții, de a se realiza aceleași obiective cu cheltuieli mai mici. Conducerea partidului a stabilit ca economiile pe care ministerele le vor realiza la investiții să fie lăsate la dispoziția lor. Fiecare lucrător, fie că muncește în minister sau în întreprindere, trebuie să manifeste un înalt spirit de răspundere în cheltuirea fondurilor pentru investiții, să asigure o folosire judicioasă a spațiilor construite printr-o mai bună așezare a mașinilor și organizarea cît mai rațională a fluxului tehnologic. Este necesar ca la definitivarea lucrărilor de investiții să fie mobilizați cei mai buni specialiști *din uzină, din institutele de proiectări, din ministere. Realizînd o eficiență cît mai înaltă a investițiilor, vom dovedi că știm să ne îndeplinim datoria, că sîntem buni gospodari, demni de încrederea pe care ne-a acordat-o clasa muncitoare, poporul, încredințîndu-ne spre administrare bunurile sale.* (*Vii aplauze*).

Consider nejustă practica actuală de a se include în fondurile de investiții cu scopuri productive cheltuieli pentru construirea de locuințe, alte obiective social-culturale și efectuarea de lucrări edilitare în orașe, deoarece aceasta duce la denaturarea valorii reale a investițiilor, grevează asupra costului produselor. Este necesar ca în cel mai scurt timp organele economice centrale să ia măsuri pentru a se revedea metodologia existentă, în scopul delimitării investițiilor productive de cele destinate nevoilor social-culturale.

O problemă de cea mai mare importanță pentru progresul industriei noastre constructoare de mașini este îmbunătățirea continuă a calității produselor. Realizarea noilor mașini și utilaje la parametrii tehnici și economici cei mai înalți, perfecționarea permanentă a celor existente trebuie să constituie obiectivul central al întregii activități a ministerului, conducerilor întreprinderilor, inginerilor, tuturor oamenilor muncii din industria constructoare de mașini.

Industria noastră metalurgică are datoria să lărgească sortimentele de oțeluri, să realizeze oțeluri aliate de calitate superioară, care, așa cum s-a subliniat pe bună dreptate și în această consfătuire, condiționează în mare măsură performanțele tehnice ale mașinilor și utilajelor.

Organele centrale economice și conducerile întreprinderilor au datoria să acorde o atenție deosebită organizării științifice a producției și a muncii, întăririi ordinii și disciplinei în producție — condiție de bază pentru creșterea continuă a productivității muncii. Aceasta necesită folosirea mai rațională a timpului de lucru, a forței de muncă. Disciplina socialistă a muncii presupune ca fiecare muncitor, inginer, tehnician să fie răspunzător de munca pe care o are de efectuat, folosind în întregime timpul de lucru. In ramura construcțiilor de mașini, ca și în alte ramuri ale economiei, sînt încă destule rezerve de folosire a timpului de muncă.

Mi se par demne de luat în considerație propunerile făcute de unii vorbitori de a se revedea modul de planificare a fondului de salarii, lăsîndu-se mai multă inițiativă conducerii întreprinderii în cadrul unui anumit fond de salarii, cu care să realizeze producția planificată, fără a se fixa în amănunt de către forurile centrale numărul și categoriile de salariați. Este sarcina ministerelor, organelor centrale economice de a studia îndeaproape aceste probleme și de a le găsi soluțiile cuvenite.

Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini va trebui să acționeze mai hotărît pentru înlăturarea lipsurilor din organizarea producției și a muncii, pentru rezolvarea pe baze științifice a problemelor din acest domeniu.

Așa cum au relevat numeroși vorbitori, este necesar să se ia măsuri organizatorice eficiente pentru mai buna organizare a cooperării între întreprinderi, îndeplinirea la timp și cu strictețe a obligațiilor contractuale, pentru soluționarea operativă a tuturor problemelor care se ivesc în organizarea și desfășurarea legăturilor de cooperare și de contractare. Respectarea obligațiilor și a disciplinei contractuale face parte din sistemul răspunderii și al ordinii în producție, fără de care nu este posibilă buna desfășurare a producției.

Comitetul de Stat al Planificării, Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini și celelalte organe centrale vor trebui să ia toate măsurile în vederea asigurării aprovizionării tehnico-materiale prompte a întreprinderilor, una din condițiile principale ale desfășurării ritmice a producței și ale realizării de produse de înalt nivel tehnic.

Este necesară combaterea tendințelor nejuste de imobilizare a mijloacelor materiale și a fondurilor financiare, sporirea preocupării pentru economisirea materialelor, reducerea continuă a cheltuielilor de producție, scăderea prețului de cost. Fiecare conducător de întreprindere, fiecare om al muncii trebuie să militeze activ pentru a realiza producția la cel mai înalt nivel tehnic și calitativ, la un preț de cost cît mai redus, pentru ca toate întreprinderile să fie rentabile, să aducă statului beneficii sporite. Numai astfel activitatea de producție va corespunde deplin cerințelor progresului continuu al economiei, ale creșterii bunăstării întregului nostru popor. (*Aplauze*).

Va trebui ca organele economice centrale, Comitetul de Stat al Planificării, Ministerul Finanțelor să examineze cu toată grija problema stocurilor de producție pentru a se asigura atît o distribuție și circulație rațională a materiilor prime și materialelor în vederea desfășurării normale a procesului de producție, cît și evitarea formării stocurilor supranormative.

Una din pîrghiile hotărîtoare ale progresului industriei constructoare de mașini, ca de altfel al întregii noastre economii, este perfecționarea formelor de cointeresare materială a oamenilor muncii, chemați să dea viață prevederilor cincinalului. Veniturile muncitorilor, tehnicienilor, inginerilor, cercetătorilor și proiectanților, cît și ale conducerilor întreprinderilor, trebuie să sporească în strînsă legătură cu realizarea planului, a calității produselor, a beneficiilor, a producției marfă. In același timp, se impune elaborarea de măsuri privind răspunderea materială a celor care aduc pagube întreprinderilor economiei socialiste.

In prezent, sancțiunile materiale pentru abateri sau lipsuri care provoacă pagube sînt suportate de către întreprinderi, adică tot de către stat, deoarece întreprinderea plătește din fondurile statului, din venitul național. Considerăm că acel care aduce daune producției trebuie să suporte personal pagubele. In acest fel înțelegem noi cointeresarea materială, care joacă un rol foarte mare în etapa actuală a cons-

trucției socialismului și într-o îndelungată perioadă viitoare; ea dă efecte pozitive cînd cel ce muncește bine este răsplătit potrivit muncii și rezultatelor obținute, iar cel ce provoacă daune răspunde material de aceasta. Cred că sînteți de acord cu acestea. (Aplauze).

In etapa actuală în care se află industria noastră, se impune îmbunătățirea continuă a muncii de conducere și control din partea ministerului și a celorlalte organe centrale, lărgirea atribuțiilor conducerilor întreprinderilor. Desigur, cunoașteți — iar unii dintre dv. ați fost consultați — că se elaborează pe baza indicațiilor date de Congresul partidului, măsuri pentru îmbunătățirea conducerii economiei, măsuri în care un rol important are lărgirea atribuțiilor întreprinderilor. Fără îndoială, conducerile întreprinderilor trebuie să aibă mai multe posibilități de a se mișca de sine stătător în problemele financiare și economice, deoarece numai astfel vor putea merge mereu înainte. Este bine, tovarăși, să reflectați și dv. asupra acestor probleme, și, dacă aveți propuneri, să le înaintați forurilor superioare, Consiliului de Miniștri, Comitetului Central pentru a găsi soluțiile cele mai corespunzătoare. Bineînțeles, trebuie să asigurăm respectarea principiului centralismului democratic, planificarea centrală a economiei, îmbinînd-o cu lărgirea drepturilor celor care sînt chemați să realizeze de fapt planul. Trebuie asigurată participarea tot mai largă a oamenilor muncii—stăpînii uzinelor, ai tuturor mijloacelor materiale din patria noastră — la elaborarea planurilor economice, a măsurilor de înfăptuire a lor, la întreaga activitate de construcție a societății socialiste.

Dezvoltarea și perfecționarea industriei noastre constructoare de mașini, introducerea tot mai largă a proceselor perfecționate de producție, a mecanizării și automatizării solicită muncitori și specialiști cu o înaltă calificare profesională și tehnică, cu un orizont tot mai larg de cultură, capabili să stăpînească mijloacele moderne de producție. Conducerile întreprinderilor, Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini, Ministerul Invățămîntului trebuie să ia toate măsurile pentru pregătirea cadrelor necesare de muncitori calificați, a numărului necesar de tehnicieni și ingineri, să acorde atenție sporită perfecționării cunoștințelor lor, informării și documentării tehnico-științifice asupra progreselor rapide pe care le cunoaște construcția de mașini pe plan mondial.

In următorii ani se prevede o creștere simțitoare a exportului de mașini și utilaje, îndeosebi de mașini-unelte. Intreprinderile trebuie să depună stăruințe și eforturi susținute pentru lărgirea varietății tipurilor de mașini și utilaje, realizarea lor la nivelul produselor similare din străinătate, pentru ca producția industriei noastre constructoare de mașini să poată concura cu succes și să se impună pe piața mondială.

Este necesar, totodată, să dezvoltăm colaborarea și cooperarea în producție cu țările socialiste și cu întreprinderile din alte țări, în vederea realizării unor instalații complexe de înaltă tehnicitate,atît pentru nevoile interne ale țării noastre și ale țărilor cu care vom coopera, cît și pentru vînzarea acestor produse pe piața mondială.

Ministerul Comerțului Exterior, în strînsă colaborare cu Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini și cu întreprinderile constructoare de mașini, a căror răspundere pentru exportul de mașini și utilaje trebuie să crească, au datoria de a lua măsurile necesare atît pentru realizarea sarcinilor de creștere a exportului în condițiile unei exigențe sporite față de calitatea tehnică a produselor livrate, cît și pentru înfăptuirea măsurilor de cooperare în producția industrială. In același timp, ele trebuie să asigure ca importurile ce se realizează să fie la nivelul celor mai reușite tipuri existente pe plan mondial, în termenele necesare, potrivit cerințelor actuale și de perspectivă ale economiei naționale.

Realizarea sarcinilor de mare răspundere din industria construcțiilor de mașini impune îmbunătățirea muncii organelor și organizațiilor de partid. Comitetele regionale, orășenești raionale și organizațiile de partid din întreprinderi, institute de cercetări și proiectări trebuie să pună în centrul activității lor unirea tuturor eforturilor muncitorilor, tehnicienilor, inginerilor, oamenilor de știință și specialiștilor, în vederea înfăptuirii sarcinilor de plan și a ridicării industriei constructoare de mașini la nivelul cerințelor puse de dezvoltarea impetuoasă a științei și tehnicii contemporane.

Sindicatele și organizațiile Uniunii Tineretului Comunist trebuie să joace un rol tot mai activ în răspîndirea experienței înaintate, educarea oamenilor muncii, ridicarea cunoștințelor lor profesionale și tehnice.

TOVARĂȘI,

Infăptuirea importantelor îndatoriri ce revin lucrătorilor din industria construcțiilor de mașini va constitui un însemnat pas înainte în făurirea unei industrii moderne, va exercita o puternică influență asupra dezvoltării întregii economii naționale.

Ne exprimăm convingerea că muncitorii, inginerii și tehnicienii, oamenii de știință din sectorul construcțiilor de mașini nu-și vor precupeți eforturile pentru îndeplinirea sarcinilor trasate de Congresul al IX-lea al Partidului Comunist Român, aducîndu-și contribuția la întărirea forței economice a țării, la creșterea continuă a bunăstării întregului popor, la mersul înainte al patriei pe drumul desăvîrșirii construcției socialiste, la înflorirea continuă a Republicii Socialiste România. (Aplauze puternice. Intreaga asistență, în picioare, aclamă îndelung).

CHEMARE

către muncitorii, inginerii, tehnicienii şi economiştii din uzine şi din institutele de cercetări şi proiectări ale industriei construcţiilor de maşini

Programul dezvoltării multilaterale a țării, stabilit de Congresul al IX-lea al Partidului Comunist Român, însuflețește întregul nostru popor, care își consacră energia creatoare progresului neîntrerupt al României socialiste. În fabrici și uzine, în mine și pe șantiere, în unitățile socialiste din agricultură, în laboratoare și instituții de cultură, pe tot cuprinsul țării, oamenii muncii desfășoară o activitate plină de entuziasm pentru a face patria tot mai prosperă, mai bogată.

În perioada șesenalului, poporul român a obținut rezultate remarcabile în dezvoltarea economiei naționale. O contribuție deosebită au adus-o muncitorii, tehnicienii, inginerii, cercetătorii, proiectanții și economiștii din industria construcțiilor de mașini – ramură esențială pentru lărgirea și perfecționarea bazei tehnico-materiale a socialismului, promovarea și extinderea tehnicii noi în toate ramurile de producție, valorificarea superioară a resurselor naturale interne, pentru creșterea productivității sociale a muncii.

Prima consfătuire pe țară a lucrătorilor din industria construcțiilor de mașini a făcut bilanțul rezultatelor obținute în anii șesenalului, a pus în evidență deficiențele și rămînerile în urmă existente în diferite sectoare de activitate și a dezbătut pe larg căile și mijloacele pentru îndeplinirea obiectivelor de viitor.

La sfîrșitul anului 1965, producția industriei construcțiilor de mașini a fost de 2,6 ori mai mare decît în 1959, sporind într-un ritm mediu anual de 17,6 la sută față de 14 la sută, cît a fost prevăzut. Această ramură ocupă primul loc în structura producției industriale a țării, cu o pondere de circa 28 la sută, față de 23 la sută în 1959.

Participanții la consfătuire au subliniat progresele obținute în munca de cercetare, proiectare și execuție, în introducerea și generalizarea soluțiilor și procedeelor tehnologice avansate, care au dus atît la îmbunătățirea parametrilor tehnici și a indicilor economici ai mașinilor, utilajelor și instalațiilor, cît și la creșterea producției și a productivității muncii, la reducerea prețului de cost al produselor.

Potrivit orientării date de partid și guvern, în ultimii 6 ani s-a îmbogățit gama produselor și a crescut nivelul lor tehnic. Au fost asimilate și puse în fabricație peste 2 000 de produse noi ; acoperim din resurse interne majoritatea mașinilor și utilajelor necesare economiei naționale.

Creșterea potențialului de producție al industriei noastre constructoare de mașini și a nivelului tehnic al produselor se oglindește și în sporirea continuă a exportului de mașini și instalații, care a fost anul trecut de trei ori mai mare decît în 1959.

Realizările de pînă acum demonstrează capacitatea tehnică-profesională, inițiativa creatoare și hărnicia constructorilor de mașini, înaltul lor simț de răspundere în îndeplinirea sarcinilor, devotamentul nețărmurit față de cauza socialismului. În același timp, ele reprezintă un imbold în muncă, sporesc încrederea în forțele noastre pentru a dobîndi, în anii care vin, noi și însemnate succese.

Muncitori, tehnicieni, ingineri din industria construcțiilor de mașini,

Actualul plan cincinal marchează o etapă nouă pe calea desăvîrșirii construcției socialiste, a progresului multilateral al țării. Punînd în centrul programului de înflorire a patriei continuarea neabătută a industrializării, Congresul al IX-lea al partidului a trasat industriei construcțiilor de mașini sarcini mari și complexe. Potrivit Directivelor Congresului, în 1970 producția globală a acestei ramuri va fi cu 75 la sută mai mare decît în 1965, crescînd într-un ritm mediu anual de 12 la sută.

Principalele direcții ale dezvoltării industriei de mașini și utilaje, determinate de nevoile actuale și de perspectivă ale economiei naționale, precum și de cerințele revoluției științifico-tehnice din zilele noastre, oglindesc stadiul calitativ superior în care intră această ramură de producție.

Amploarea lucrărilor de investiții ce se vor efectua în noul cincinal în toate ramurile economiei necesită un volum sporit și o varietate mai mare de mașini, utilaje și instalații de un nivel tehnic mereu mai înalt. O sarcină de mare însemnătate care revine constructorilor de mașini în acest cincinal este dezvoltarea accentuată a producției de mașini-unelte complexe, cu performanțe tehnico-economice superioare, la nivelul tehnicii mondiale.

Înfăptuirea planului decenal de electrificare a țării cere să dezvoltăm mai rapid producția de hidro- și termoagregate energetice de mare putere, să asimilăm noi tipuri de agregate, inclusiv pentru centralele nucleare. Trebuie să ne încordăm eforturile pentru a ridica industria electrotehnică la nivelul cerințelor economiei naționale și ale progresului tehnic contemporan. Să acordăm o deosebită atenție producției de aparatură electronică și de elemente și instalații de automatizare, care să permită introducerea largă a automatizării în industrie. Să sporim accentuat producția și să îmbunătățim sortimentul de mașini, aparate și materiale electrotehnice pentru nevoile economiei și consumul populației.

Să mărim continuu participarea industriei noastre la înzestrarea noilor unități din ramurile chimică, metalurgică, ușoară, alimentară cu utilaje și linii tehnologice complete. Să satisfacem în cea mai mare parte cerințele de utilaj minier, să realizăm pentru construcții și construcții de drumuri un volum sporit și o gamă mai variată de mașini și utilaje.

Obiectivul stabilit de partid, de a se asigura pînă în 1970, în linii mari, mecanizarea complexă și chimizarea agriculturii, impune diversificarea largă a producției de mașini agricole și tractoare, adaptate condițiilor din țara noastră. Să fabricăm mașinile și utilajele necesare pentru lucrările de irigații.

Să asigurăm însușirea la timp și în bune condiții a noilor mijloace de transport, a locomotivelor electrice și Diesel-hidraulice, a noilor tipuri de nave; să ridicăm continuu caracteristicile tehnice ale autocamioanelor și ale celorlalte mijloace de transport rutier.

Funcționarea continuă și normală a mașinilor, utilajelor, instalațiilor și mijloacelor de transport cu care este înzestrată economia națională presupune creșterea producției de piese de schimb, în așa măsură încît să fie satisfăcute la timp și pe deplin nevoile.

Dispunem de tot ceea ce este necesar pentru a îndeplini cu cinste, în mod exemplar, sarcinile încredințate de partid și guvern. Potențialul tehnic existent, care va spori simțitor în anii cincinalului, capacitatea profesională și elanul în muncă al constructorilor de mașini fac posibilă ridicarea pe o treaptă superioară a întregii noastre activități.

Interesele majore ale economiei naționale cer să îmbunătățim și să scurtăm continuu procesul de asimilare a produselor noi. Să întocmim studii tehnico-economice aprofundate, care să justifice cu certitudine necesitatea, oportunitatea, urgența și rentabilitatea fiecărui produs ce urmează a fi fabricat; să luăm măsuri pentru menținerea permanentă a tuturor produselor la nivelul tehnic cel mai înalt.

Ridicarea continuă a calității mașinilor, utilajelor și instalațiilor, mărirea durabilității și siguranței lor în exploatare constituie, în etapa actuală, o sarcină centrală a industriei construcțiilor de mașini. Această sarcină este impusă deopotrivă de exigențele beneficiarilor interni și de necesitatea de a asigura produselor noastre competivitate pe piețele externe. O dată cu perfecționarea activității de cercetare și proiectare, să luăm măsuri pentru respectarea întocmai a documentației tehnice și a tehnologiei de fabricație, organizarea pe baze științifice a controlului de calitate, pentru creșterea răspunderii în muncă în toate fazele procesului de producție. Să ne preocupăm sistematic de urmărirea comportării în exploatare a produselor și de adoptarea măsurilor pentru înlăturarea oricăror deficiențe de fabricație. Nevoile practice cer să întărim serviciile de control tehnic al calității, să acordăm o mai mare atenție încadrării lor cu personal calificat și exigent, dotării cu aparatură modernă de măsură și control, precum și întreținerii și verificării preciziei acestora.

Pentru dezvoltarea industriei construcțiilor de mașini în noul cincinal, statul alocă, în continuare, un important volum de investiții. Utilizarea chibzuită a fondurilor, îndeplinirea integrală a planului de investiții, executarea lucrărilor la termen și la un înalt nivel calitativ constituie una dintre sarcinile noastre principale. Prin stabilirea celor mai raționale amplasamente, micșorarea ponderii construcțiilor în valoarea totală a investițiilor, extinderea utilizării elementelor prefabricate și a materialelor noi de construcții și instalații, prin buna organizare a muncii pe șantiere să reducem durata de execuție a obiectivelor și să asigurăm creșterea eficienței economice a fondurilor cheltuite. Să muncim în așa fel încît noile capacități de producție să fie date în funcțiune la termen și să fie atinși cît mai grabnic indicatorii proiectați.

Creșterile de producție, diversificarea și realizarea unui înalt nivel tehnic și calitativ al produselor sînt condiționate de îmbunătățirea substanțială a muncii de recrutare și formare a cadrelor, de continua specializare și ridicare a nivelului de pregătire a muncitorilor, tehnicienilor și inginerilor, în pas cu progresul tehnic. Să dovedim pasiune și interes permanent pentru a cunoaște și a aplica pe scară largă cele mai noi cuceriri din știință și tehnică.

Muncitori, maiștri, ingineri din secțiile și atelierele uzinelor,

Partidul și guvernul ne creează an de an condiții de lucru din ce în ce mai bune, nivelul tehnic al producției crește sistematic, experienţa noastră se îmbogăţeşte continuu. Să valorificăm din plin toate aceste posibilităţi pentru a face munca mai productivă, iar roadele ei de o calitate mereu mai înaltă.

Prin utilizarea intensivă a mijloacelor de mecanizare şi automatizare, a parcului de maşini-unelte, a mijloacelor de transport, a sculelor, dispozitivelor şi verificatoarelor, prin folosirea raţională a timpului de lucru şi întărirea disciplinei în muncă putem mări substanţial productivitatea muncii, astfel încît în actualul cincinal să se obţină pe această cale aproape trei sferturi din sporul producţiei. Să îmbunătăţim în continuare procedeele tehnologice, să folosim pe scară largă metodele de lucru înaintate, să perfecţionăm organizarea producţiei în secţii, ateliere şi la fiecare loc de muncă. Să extindem mecanizarea şi automatizarea proceselor de fabricaţie şi în special a operaţiilor grele şi cu un volum mare de muncă, folosind din plin posibilităţile de autoutilare ; să îngrijim cu atenţie echipamentul cu care lucrăm, să executăm reparaţiile curente şi capitale la timp şi de bună calitate. Să recuperăm în cel mai scurt timp rămînerile în urmă în sectoarele primare, punînd accentul pe dotarea lor corespunzătoare şi pe promovarea cu curaj a tot ceea ce este nou şi avansat în turnarea, forjarea, sudarea şi tratamentul termic al pieselor. Să extindem procedeele tehnologice moderne care asigură precizia ridicată a pieselor şi reducerea prelucrărilor mecanice, micşorarea pierderilor, valorificarea superioară a caracteristicilor fizico-mecanice ale metalului, scăderea rebuturilor.

În sectoarele de prelucrări mecanice să realizăm piese, subansamble şi ansamble de înaltă precizie şi să le trimitem ritmic sectoarelor de montaj. La asamblare să verificăm cu atenţie calitatea tuturor componentelor maşinilor şi utilajelor, să respectăm cu stricteţe normele de montaj, astfel încît la probe produsele să corespundă pe deplin caracteristicilor prevăzute în documentaţia tehnică.

Pentru a generaliza cele mai bune rezultate în promovarea tehnicii noi şi a metodelor avansate de muncă, pentru a ridica sistematic activitatea întreprinderilor noastre la un nivel superior să organizăm mai multe schimburi de experienţă, învăţînd din practica uzinelor fruntaşe şi urmîndu-le exemplul.

Proiectanţi şi tehnologi,

Obţinerea unor roade mai bogate în munca de proiectare este indisolubil legată de alegerea celor mai judicioase soluţii constructive şi procedee tehnologice, extinderea tipizării în proiectare şi în tehnologie, asigurarea unui grad optim de înzestrare a producţiei cu scule, dispozitive şi verificatoare. Să mărim operativitatea şi eficienţa muncii de proiectare şi să depunem eforturi pentru respectarea cu stricteţe a termenelor de întocmire a proiectelor. Folosind din plin roadele revoluţiei ştiinţifico-tehnice actuale, experienţa şi ingeniozitatea noastră, să elaborăm proiecte de calitate superioară, să îmbunătăţim, în toate fazele asimilării, parametrii şi indicii tehnico-economici ai maşinilor, utilajelor şi instalaţiilor. Să prevedem în proiecte şi documentaţii tehnice măsuri pentru sporirea gradului de valorificare a materiilor prime şi materialelor şi reducerea consumurilor de manoperă, să promovăm în proporţie tot mai mare utilizarea materialelor noi, mai eficiente, a înlocuitorilor metalului.

Ingineri, tehnicieni, economişti şi planificatori,

Proporţiile şi nivelul la care a ajuns industria constructoare de maşini din ţara noastră, complexitatea crescîndă a maşinilor şi utilajelor, caracteristicile tehnologiilor moderne impun cu acuitate trecerea la forme superioare, ştiinţifice de organizare şi conducere a producţiei, în stare să asigure rezultate economice mereu mai bune în activitatea întreprinderilor.

Valorificînd experienţa pozitivă, să ne preocupăm de raţionalizarea sistematică a fluxurilor de fabricaţie şi de mecanizarea transporturilor interne din uzine. Să luăm măsuri eficente pentru îmbunătăţirea aprovizionării tehnico-materiale a întreprinderilor, secţiilor şi a fiecărui loc de muncă. Să asigurăm şi să menţinem un decalaj optim între producţia de semifabricate, subansamble şi produse finite, să acordăm întreaga atenţie respectării disciplinei contractuale, executării exemplare a sarcinilor de cooperare. Să perfecţionăm planificarea operativă şi urmărirea realizării producţiei, precum şi activitatea de evidenţă şi calcul.

Să acordăm asistenţa tehnică necesară în toate secţiile şi atelierele, precum şi în toate schimburile, să intervenim operativ în soluţionarea problemelor ce apar în desfăşurarea procesului de producţie. Să asigurăm o fundamentare ştiinţifică a tuturor normelor de muncă, adaptîndu-le la noile condiţii tehnico-materiale şi organizatorice din întreprinderi.

Cercetători din industria construcţiilor de maşini, institutele Academiei şi învăţămîntul superior,

Obiectivele pe care le au de îndeplinit lucrătorii din industria construcţiilor de maşini solicită sprijinul susţinut al ştiinţei, intensificarea şi îmbinarea armonioasă a cercetărilor fundamentale şi aplicative, legarea cercetării de nevoile practicii. Să ne concentrăm eforturile spre rezolvarea problemelor privind crearea de noi tipuri de maşini şi utilaje şi perfecționarea celor pe care le fabricăm, elaborarea și aplicarea procedeelor tehnologice moderne, utilizarea de noi aliaje cu caracteristici superioare, realizarea de noi materiale electroizolante, semiconductoare, conductoare și magnetice.

Să contibuim activ la ridicarea indicilor tehnico-economici și a calității produselor, la perfecționarea metodelor de calcul și a soluțiilor constructive. Să găsim noi căi și mijloace pentru creșterea productivității muncii și reducerea prețului de cost. Să acordăm o atenție deosebită valorificării pe scară largă a rezultatelor cercetării, urmărind aplicarea lor în practică în cel mai scurt timp și în cele mai bune condiții.

Muncitori, tehnicieni și ingineri din întreprinderile furnizoare de materii prime și materiale,

Calitatea materialelor pe care le produceți și le livrați industriei constructoare de mașini influențează în mare măsură performanțele tehnico-economice ale mașinilor, utilajelor și instalațiilor. Consfătuirea noastră vă adresează chemarea de a vă concentra eforturile spre ridicarea calității laminatelor, a produselor din cauciuc, a materialelor plastice, a tuturor materiilor prime, spre lărgirea sortimentelor și respectarea termenelor contractuale, livrînd la timp produse cu caracteristici superioare.

★

Mașinile, utilajele și instalațiile cu care se dotează economia noastră națională sînt în continuă perfecționare, potrivit celor mai recente cuceriri ale tehnicii. Exploatarea lor rațională și cu eficiență maximă reprezintă o îndatorire a oamenilor muncii din toate ramurile economiei. Prin urmărirea atentă a comportării în producție a echipamentelor tehnice și prin sugestiile pe care le veți da constructorilor de mașini, aduceți o contribuție însemnată la îmbunătățirea performanțelor și a calității produselor pe care le fabricăm.

Tovarăși,

În munca pe care am depus-o pînă acum am obținut realizări frumoase și am dovedit, totodată, că putem îndeplini sarcini din ce în ce mai grele și mai complexe. Noul cincinal pune în fața noastră obiective de mare răspundere care ne mobilizează energiile creatoare. Să nu precupețim nici un efort pentru a înfăptui în mod exemplar toate aceste obiective. Consfătuirea noastră asigură Partidul Comunist Român, Comitetul său Central, guvernul țării că oamenii muncii din industria construcțiilor de mașini vor lucra cu avînt sporit, pentru a-și mări contribuția la opera de desăvîrșire a construcției socialismului, în care este angajat întregul nostru popor.

CONSFĂTUIREA PE ȚARĂ A LUCRĂTORILOR
DIN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, IUNIE – IULIE 1966, Nr. 6 – 7

CZ 621: 061,3

Consfătuirea pe ţară a lucrătorilor din industria construcţiilor de maşini

Ing. **MIHAI MARINESCU**
ministrul industriei construcţiilor de maşini

Prima Consfătuire pe ţară a constructorilor de maşini, care a avut loc în Bucureşti între 30 mai şi 1 iunie a.c., s-a desfăşurat sub semnul entuziasmului şi hotărîrii cu care poporul nostru a pornit la îndeplinirea obiectivelor majore ale actualului plan cincinal – etapă nouă de dezvoltare impetuoasă a întregii economii. Ea se înscrie pe linia practicii partidului nostru de a se sfătui întotdeauna cu oamenii muncii în elaborarea măsurilor importante de care depinde mersul înainte al societăţii.

Precedată de ample dezbateri în întreprinderile constructoare de maşini, în institutele de proiectări şi cercetări, Consfătuirea a prilejuit o examinare aprofundată a problemelor, un rodnic schimb de păreri şi propuneri, a căror aplicare va contribui la perfecţionarea continuă a activităţii de cercetare, proiectare şi execuţie în această ramură industrială vitală pentru creşterea potenţialului economic al ţării.

Consfătuirea, la care au participat ingineri, proiectanţi, economişti, maiştri şi muncitori, conducători de întreprinderi, reprezentanţi ai organizaţiilor de partid şi sindicale, a făcut bilanţul realizărilor obţinute în anii şesenalului, examinînd în spirit critic neajunsurile ce s-au manifestat şi măsurile ce se impun pentru îmbunătăţirea continuă a organizării producţiei şi a muncii, perfecţionarea colaborării şi cooperării între întreprinderi, ridicarea nivelului tehnic şi economic al activităţii întregii ramuri.

Dezbaterile s-au axat pe examinarea temeinică a căilor şi posibilităţilor de sporire şi diversificare a producţiei, de asimilare continuă şi într-un timp scurt a noi tipuri de maşini, utilaje şi instalaţii cu performanţe la nivelul celor mai bune realizări ale tehnicii contemporane, care să corespundă nevoilor interne ale economiei şi cerinţelor exportului.

Crearea, în anii puterii populare, a unei puternice industrii constructoare de maşini, s-a arătat în raportul prezentat la Consfătuire, a permis dezvoltarea în ritm ascendent a tuturor ramurilor economiei naţionale, prin înzestrarea lor permanentă cu baza tehnică necesară.

La prima lor Consfătuire, constructorii de maşini au raportat că produc două treimi din necesarul de maşini, utilaje şi instalaţii al economiei.

La sfîrşitul şesenalului producţia globală a ramurii a fost de 2,6 ori mai mare decît în 1959, sporind într-un ritm mediu anual de 17,6 la sută, faţă de 14 la sută cît a fost prevăzut. Productivitatea muncii a crescut pe salariat în perioada planului de şase ani cu 80,7 la sută, astfel încît 68,7 la sută din sporul de producţie s-a obţinut pe seama creşterii productivităţii muncii. Preţul de cost al producţiei comparabile a fost redus cu 34,5 la sută, ceea ce a permis să se realizeze economii de peste 4 miliarde lei şi beneficii de peste 23 miliarde lei.

În această etapă au fost alocate construcţiilor de maşini fonduri de investiţii de circa 8 miliarde lei, de 2 ori mai mult decît în perioada 1951–1958. Au fost construite noi capacități de producție, a sporit complexitatea profilului lor, au fost asimilate în fabricație peste 760 mașini și utilaje, s-au însușit și modernizat peste 1700 produse ale industriei electrotehnice. În seria produselor noi care se disting prin calitatea și performanțele lor tehnice se înscriu locomotivele diesel-electrice de 2100 CP, instalațiile de foraj de mare adîncime, tractoarele de 65 și 130 CP, vagoanele de călători de mare capacitate, cargourile de 4500 tone, agregatele energetice pentru hidrocentrale, transformatoarele de mare putere și altele.

Contribuția industriei construcțiilor de mașini la acoperirea nevoilor de dotare a altor ramuri ale economiei naționale a sporit continuu. Astfel, s-au livrat siderurgiei utilaje pentru furnale, laminoare, agregate și instalații ; industriei petroliere i-au fost satisfăcute integral nevoile de utilaj ; s-a asigurat o gamă largă din mașinile necesare agriculturii, exploatării și prelucrării lemnului, industriei alimentare, transporturilor feroviare, rutiere și navale.

Industria construcțiilor de mașini a adus un aport de seamă la sporirea exportului țării și îmbunătățirea structurii lui.

Examinarea atentă și multilaterală a succeselor obținute și a deficiențelor ce s-au manifestat a fost cu atît mai necesară, cu cît în perioada 1966–1970 în fața ramurii stau sarcini deosebit de importante. Pe baza studiilor elaborate și a măsurilor cuprinse în proiectul planului cincinal, producția de mașini-unelte va spori de la circa 8000 bucăți în 1965 la 16 000 bucăți în 1970, numărul tipodimensiunilor urmînd să crească de la 72 la 129. Se vor pune în fabricație tipuri noi de strunguri carusel și revolver, freze-portal, mașini de danturat, de frezat, de rectificat și alte mașini-unelte cu parametri tehnici și funcționali înalți, ceea ce va conduce la îmbunătățirea structurii parcului pe economie.

O dezvoltare puternică va cunoaște industria electrotehnică, a cărei capacitate s-a dovedit în anii șesenalului insuficientă, îndeosebi în domeniul echipamentului pentru telecomunicații, radiotehnică și electronică, deși producția acestei ramuri a sporit de peste 4 ori. În noua etapă de dezvoltare economică, dinamica industriei electrotehnice va face ca la nivelul anului 1970 valoarea producției să fie de 12,5 miliarde lei, față de 4,8 miliarde lei în 1965. Prin asimilarea și modernizarea a încă 2000 tipodimensiuni de produse, la sfîrșitul cincinalului sortimentul lor va ajunge la aproape 3000, necesarul intern de mașini, aparate și materiale electrotehnice fiind acoperit în măsură din ce în ce mai mare.

Se vor construi și vor intra în funcțiune noi obiective cum sînt Fabrica de aparatură electronică de uz industrial și Fabrica de elemente de automatizare – București, ceea ce va contribui la satisfacerea nevoilor de aparate pentru radiocomunicații profesionale. În domeniul automatizării proceselor de producție aproximativ patru cincimi din totalul aparaturii necesare se vor acoperi din producția internă. Va spori totodată preocuparea pentru creșterea producției bunurilor de consum electrotehnice de folosință îndelungată, încît să se acopere integral consumul de aparate de radiorecepție, televizoare, frigidere și altele.

Dezvoltarea impetuoasă a energeticii în următorii 10 ani impune ca industria construcțiilor de mașini să participe, într-o măsură mult mai mare decît pînă acum, la realizarea echipamentelor energetice.

Una dintre sarcinile importante ale uzinelor constructoare de mașini este asigurarea economiei naționale cu întregul volum de piese de schimb destinat mașinilor, utilajelor și aparatelor din producția curentă, urmărindu-se îndeaproape ritmicitatea livrărilor, respectarea riguroasă a sortimentelor comandate. Totodată, va trebui acoperit în proporție cît mai mare necesarul pentru mașinile și utilajele importate.

La Consfătuire s-a arătat că sînt în curs de elaborare măsuri privind îmbunătățirea activității de proiectare și fabricare a unor noi instalații și linii tehnologice pentru industria chimică, petrolieră, ușoară, alimentară și altele.

Realizarea programului amplu de dezvoltare a agriculturii în următorii cinci ani pune sarcini deosebite ramurii construcției de mașini. Pentru soluționarea acestora vor fi însușite noi mașini agricole și tractoare pentru mecanizarea complexă a lucrărilor agricole și se vor asigura utilajele necesare înfăptuirii programului de irigații și de chimizare.

O amplă dezvoltare va cunoaște producția mijloacelor de transport auto, care va spori de peste două ori pînă în 1970. Se vor produce, de asemenea, locomotive electrice, diesel electrice și cu transmisie hidraulică, vagoane moderne de călători și marfă, aparataj pentru mecanizarea și automatizarea proceselor de exploatare în transportul feroviar, noi tipuri de nave de tonaj sporit.

Îndeplinirea în cele mai bune condiții a obiectivelor planului cincinal impune dezvoltarea substanțială a muncii de cercetare științifică și de proiectare, în vederea creării de noi tipuri de mașini și utilaje de mare productivitate, ridicării parametrilor lor tehnici și funcționali, perfecționării continue a tehnologiilor de fabricație.

Se vor lua măsuri pentru întărirea centrelor de cercetare existente, pentru înființarea de noi institute de cercetare și proiectare în domeniile electrotehnicii, electronicii, tehnologiei construcțiilor de mașini, echipamentelor energetice, mașinilor-unelte, automobilelor și tractoarelor.

Executarea exemplară a investițiilor prevăzute, care pe ansamblul ministerului totalizează 13,6 miliarde lei, va constitui o premisă de bază a sporirii producției, diversificării și îmbunătățirii calității mașinilor, utilajelor și instalațiilor. Creșterea volumului de documentații necesare realizării planului de investiții impune dezvoltarea corespunzătoare a capacităților institutelor de proiectare. În scopul realizării în etape a obiectivelor prevăzute va trebui să se facă o eșalonare judicioasă a punerilor în funcțiune, astfel încît să se asigure folosirea deplină a capacităților de producție ; să se studieze situația din fiecare uzină prevăzută a se dezvolta ; să se urmărească scăderea ponderii cheltuielilor pentru construcții-montaj în totalul investițiilor, iar fondurile alocate să fie folosite cu prioritate pentru dotarea uzinelor cu mașini și instalații tehnologice de mare productivitate.

Obiectivul central al întregii activități a lucrătorilor din industria construcțiilor de mașini trebuie să-l constituie îmbunătățirea continuă a calității produselor, realizarea noilor mașini și utilaje la cel mai înalt nivel tehnic, perfecționarea permanentă a celor existente.

O atenție deosebită se va acorda organizării științifice a producției și a muncii, întăririi disciplinei în producție – condiție de bază pentru creșterea productivității muncii.

În organizarea științifică a producției au o mare însemnătate organizarea fluxurilor de fabricație și a transporturilor uzinale, planificarea operativă, organizarea locurilor de muncă, organizarea corespunzătoare a aparatului de conducere a producției.

Trebuie să crească continuu preocuparea conducătorilor de întreprinderi pentru soluționarea problemelor privind dezvoltarea tehnică a unității, perfecționarea organizării producției și a muncii, îmbunătățirea structurii aparatului de conducere, a serviciilor și secțiilor.

Din dezbateri a reieșit necesitatea adoptării unor măsuri organizatorice eficiente pentru îmbunătățirea relațiilor de cooperare între întreprinderi și îndeplinirea la timp a obligațiilor contractuale.

Chemarea lansată către muncitorii, inginerii, tehnicienii și economiștii din uzine, institute de cercetări și proiectări reprezintă un înflăcărat apel la îmbunătățirea substanțială a întregii activități în industria construcțiilor de mașini.

Prețioasele învățăminte pe care le-au dobîndit participanții la consfătuire, schimbul amplu de experiență și propunerile care s-au făcut pentru îmbunătățirea activității în întreaga ramură vor permite realizarea în cele mai bune condiții a mărețelor sarcini ce revin în actualul cincinal constructorilor de mașini.

CZ 621.9—229.312

Cu privire la așezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe mașini-unelte

VOICU TACHE și AUREL BRĂGARU

Problema bazării pieselor. Mecanizarea și automatizarea proceselor de producție, sarcină de bază trasată de Congresul al IX-lea al P.C.R. pentru industria constructoare de mașini, este strîns legată printre altele și de folosirea pe scară largă a unui echipament tehnologic variat, proiectat, construit și exploatat potrivit cerințelor sporite de calitate și productivitate. Timpul și cheltuielile legate de pregătirea fabricației depind în principal de modul cum este rezolvată problema proiectării și executării utilajului tehnologic.

În cadrul echipamentului tehnologic o pondere însemnată o au dispozitivele, ansambluri auxiliare folosite pentru executarea operațiilor tehnologice de prelucrări mecanice, asamblare și control.

Dispozitivele folosite pentru bazarea și fixarea pieselor de prelucrat pe mașini-unelte au rolul de legătură între semifabricate și mașina-unealtă. Ele au o largă răspîndire în oricare întreprindere constructoare de mașini, într-o gamă largă și variată, de la cele mai simple dornuri sau șabloane și pînă la adevărate agregate mecanizate sau automatizate.

Dacă în alte domenii de proiectare din cadrul construcției de mașini procesul de proiectare se desfășoară oarecum pe un drum jalonat, avînd la bază un model sau un ansamblu de reguli precise, în domeniul proiectării dispozitivelor imaginația și puterea de concepție a proiectantului are un rol determinant, proiectul realizat avînd de cele mai multe ori un procent mare de originalitate.

Realizarea unui dispozitiv de lucru, și în general a oricărui dispozitiv, trece de regulă prin patru stadii diferite : proiectare, execuție, omologare și exploatare. Pentru micșorarea prețului de cost al fabricației unui dispozitiv este necesar să se micșoreze la maximum timpul afectat fiecărei etape. În ceea ce privește stadiul de proiectare se disting două etape, și anume :

— elaborarea schemei de bazare și fixare;

— determinarea elementelor componente (bazare, fixare, ghidare etc.), pe baza schemelor elaborate, și executarea desenului de ansamblu al dispozitivului și a celor de execuție.

Dacă în etapa a doua munca de concepție are o pondere mai mică, reducîndu-se la o alegere selectivă a elementelor de dispozitive — din cărți de specialitate, standarde, normative și albume — și numai în unele cazuri necesită proiectarea unor elemente speciale, în prima etapă această muncă se referă la ,,bazare'', adică la alegerea suprafețelor ca ,,baze'' cu ajutorul cărora este orientată suprafața de prelucrat a piesei față de traiectoria tăișului principal al sculei. Această etapă se leagă direct de asigurarea preciziei prescrise prelucrării piesei în dispozitivul ce se proiectează, precum și de economicitatea folosirii dispozitivului.

Se impune să se acorde o atenție deosebită din partea proiectanților de dispozitive la parcurgerea primei etape, deoarece, pe de o parte, o schemă de bazare corect elaborată conduce la o micșorare substanțială a timpului afectat celei de-a doua etape și, pe de altă parte, erorile schemelor de bazare, însumîndu-se cu cele de execuție propriu-zisă (ultimele putînd fi micșorate, dar niciodată eliminate), pot duce la depășirea toleranțelor admisibile pentru suprafața de prelucrat considerată și deci la rebutarea pieselor prelucrate în astfel de dispozitive.

Scheme de bazare. Procesul de proiectare a unui dispozitiv — așa cum se desfășoară el în marea majoritate a întreprinderilor constructoare de mașini — presupune o colaborare strînsă între proiectantul de dispozitive și proiectantul de tehnologie. Tehnologul este acela care, stabilind succesiunea rațională a operațiilor în cadrul procesului tehnologic de fabricație a reperului, reprezintă pe planurile de operație bazarea piesei pentru fiecare operație, fie că este vorba de așezarea direct pe mașina-unealtă, fie că este vorba de așezarea piesei în dispozitive de lucru. Dacă tehnologul prin planul de operație indică poziția ce trebuie să o ocupe suprafața de prelucrat în raport cu traiectoria tăișului principal al sculei, proiectantul de dispozitive trebuie să rezolve problema așezării static determinată și suficient de precisă a piesei de prelucrat în poziția indicată de tehnolog, cum și proiectarea propriu-zisă a dispozitivului. Cum problemele ce cad în sarcina proiectantului de dispozitive sînt legate în principal de alegerea suprafețelor piesei ca ,,baze'' și cum piesa este formată dintr-un număr de suprafețe de forme, poziții reciproce și grade de prelucrare diferite, rezultă că, pentru aceeași poziție a suprafeței de prelucrat în raport cu tăișul principal al sculei, există posibilitatea elaborării unui număr de scheme de bazare. Nu toate schemele de bazare pentru o anumită prelucrare sînt echivalente din punct de vedere al preciziei bazării sau din punct de vedere economic.

Deoarece analiza diverselor dispozitive pentru o anumită prelucrare și alegerea celui mai rațional dispozitiv se fac nu pe baza desenelor de ansamblu ale tuturor dispozitivelor posibile, ci pe baza schemelor de principiu care includ bazarea și fixarea, rezultă că schemele de bazare și fixare prin reprezentarea lor trebuie să dea posibilitatea alegerii variantei optime.

În acest sens, schemele de bazare și fixare trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

— Să pună în evidență suprafețele piesei destinate ca ,,baze''. Este cunoscut faptul că pe oricare piesă sînt prezente un număr mai mic sau mai mare de suprafețe, care se deosebesc între ele prin formă, dimensiuni, poziție reciprocă, precizie dimensională și rugozitate. Schema de bazare trebuie să indice precis care dintre aceste suprafețe sînt destinate ca ,,baze'', pentru orientarea suprafeței de prelucrat în raport cu traiectoria tăișului principal al sculei.

— Să sugereze cît mai plastic forma elementelor de așezare. Suprafețele piesei, destinate ca baze de așezare și fixare, vin în contact cu suprafețele active ale elementelor de bazare și fixare. În consecință, schemele de bazare trebuie să sugereze, cît de cît, forma acestor elemente (așezare pe dorn rigid sau elastic; dorn scurt sau dorn lung; bază de așezare sau ghidare; strîngere de reglare sau strîngere principală).

— Să ofere posibilitatea punerii în evidență sub aspect calitativ a preciziei schemei de bazare. Preluarea gradelor de libertate se face prin aducerea în contact a suprafețelor piesei destinate ca baze, cu suprafețele active ale elementelor de bazare. Forma, numărul, tipul și poziția reciprocă a acestor elemente în raport cu bazele pot introduce erori de bazare, care vor influența în mod nemijlocit precizia de prelucrare. Schema de bazare elaborată trebuie să creeze posibilitatea stabilirii erorilor de bazare. Această cerință este cu atît mai necesară cu cît se cer analizate un număr mai mare de scheme de bazare, în scopul alegerii variantei optime pentru dispozitivul ce se proiectează.

— Să indice numărul gradelor de libertate preluate piesei prin așezarea în dispozitiv, în raport cu condițiile impuse prelucrării. Din studiul echilibrului corpurilor se cunoaște faptul că orice corp solid în spațiu are șase grade de libertate, care se reduc la trei translații și trei rotații în lungul și în jurul a trei axe de coordonate perpendiculare între ele și alese arbitrar. În procesul prelucrărilor mecanice și în operațiile de control, în funcție de condițiile impuse prelucrării sau controlului, dispozitivul în care se așază piesa trebuie să elimine acesteia toate gradele de libertate (bazare completă) sau numai un anumit număr de grade de libertate (3, 4 sau 5) în cazul bazării simplificate. Schema de bazare trebuie să pună în evidență numărul gradelor de libertate preluate piesei, cunoscut fiind faptul că atît suprabazarea (număr de puncte de sprijin mai mare ca șase), cît și nepreluarea corectă a gradelor de libertate, duc la apariția unor erori de bazare și fixare, care pot compromite prelucrarea sau controlul piesei.

— Să pună în evidență strîngerea piesei, direcția, sensul și succesiunea aplicării forțelor de strîngere. Forțele de strîngere trebuie să mențină neschimbată poziția piesei în tot cursul prelucrării, în contact cu bazele stabilite. Schema de strîngere trebuie să pună în evidență direcția și sensul forțelor de strîngere în raport cu bazele stabilite. În plus, trebuie să scoată în evidență în cazul aplicării pe aceeași piesă a unui număr mai mare de forțe de strîngere, modul lor de aplicare în timp (succesiv sau simultan).

— Între schema de bazare și desenul de ansamblu al dispozitivului este necesar să se întocmească o schemă de principiu, în care să fie conturate elementele de așezare, centrare, fixare, elementele de conducere și reglare a sculelor și corpul dispozitivului. Pe baza acestor scheme se poate face mai ușor alegerea selectivă a formei, tipului și dimensiunilor diverselor elemente ce compun dispozitivul. Schemele de bazare și fixare constituie scheletul pe care se conturează schema de principiu a viitorului dispozitiv și deci acestea trebuie să ofere posibilitatea unei conturări destul de precise a elementelor principale ale dispozitivului.

— Să permită efectuarea unor considerații tehnico-economice, fie chiar estimative. Costul unui dispozitiv este în funcție de numărul reperelor care îl compun, de complexitatea și de gradul de mecanizare, care se reflectă și în alegerea tipului, formei, dimensiunilor și materialelor elementelor componente. Este de dorit ca schema de bazare să ofere posibilitatea estimării unui astfel de calcul și în plus să dea o idee asupra economicității folosirii dispozitivului (strîngerii individuale, simultane, autocentrante etc.).

Reprezentarea actuală a schemelor de bazare. În întreprinderile constructoare de mașini din țară și străinătate, punerea în evidență a bazării pieselor în cadrul planurilor de operații se face prin folosirea unor semne convenționale, o parte din acestea fiind redate în tabela 1.

În scopul analizei reprezentării actuale a bazării, se prezintă în continuare cîteva exemple de scheme de bazare extrase din planurile de operații a cîtorva uzine constructoare de mașini.

În figura 1 este reprezentată schema de bazare pentru executarea operației ,,burghiere'', la reperul semicarcasa diferențialului, care se execută la uzina de autocamioane ,,Steagul roșu''—Brașov.

Pentru operația de ,,burghiere-alezare'' a reperului butucul roții din spate, care de ase-

Tabela 1

Elementele de dispozitiv simbolizate	Poziţia	Simbolul
Elemente de aşezare şi centrare	1	▲
	2	⍋
	3	+
Elemente de strîngere	4	⍖
	5	⍒
	6	◇
	7	—∨—

menea se fabrică la uzinele „Steagul roşu”, este redată schema de bazare din figura 2.

Schema de bazare pentru executarea operaţiei „frezare-talpă”, la reperul corp lagăr de la unele pompe, aflate în fabricaţie curentă la Uzinele de pompe din Bucureşti, este reprezentată în figura 3.

În figura 4 este redată schema de bazare pentru executarea operaţiei „burghiere-lamare”, la reperul culbutor aflat în producţie curentă la uzinele „Steagul roşu”— Braşov.

Pentru operaţia „rectificare” a reperului bielă asamblată, care se fabrică la Uzinele de tractoare—Braşov, este reprezentată schema de bazare în figura 5.

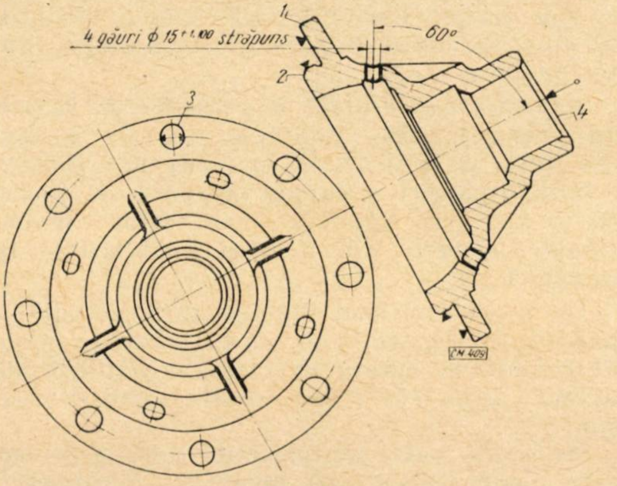


Fig. 1

Schema de bazare pentru executarea operaţiei „frezare” la reperul piston, care se execută curent la Uzina mecanică—Plopeni, este prezentată în figura 6.

Principalele deficienţe ale reprezentării actuale a schemelor de bazare. Din analiza critică a schemelor de bazare prezentate, prin prisma condiţiilor impuse, apar destul de clar deficienţele schemelor actuale de bazare, şi anume:

— Neuniformitatea simbolurilor folosite pentru unul şi acelaşi element sau grupe de elemente. Astfel, elementele de aşezare sau poziţionare sînt redate prin simbolul de la poziţia *1*, tabela 1, sau simbolul de la poziţia *2*, tabela 1, în schemele reprezentate în figurile 1, 2, 4, 5 şi 6 şi prin simbolul de la poziţia *3*, tabela 1, în schema din figura 3. De asemenea, elementele de strîngere sînt reprezentate prin simbolul de la poziţia *4*, tabela 1, în schemele din figurile 1, 2, 4, prin simbolul de la poziţia *5*, tabela 1, în schema din figura 5, prin simbolul de la poziţia *6*, tabela 1, în schema din figura 3 şi prin simbolul de la poziţia *7*, tabela 1, în schema din figura 6. Prin urmare, este folosit un număr mare de simboluri pentru a reda acelaşi lucru.

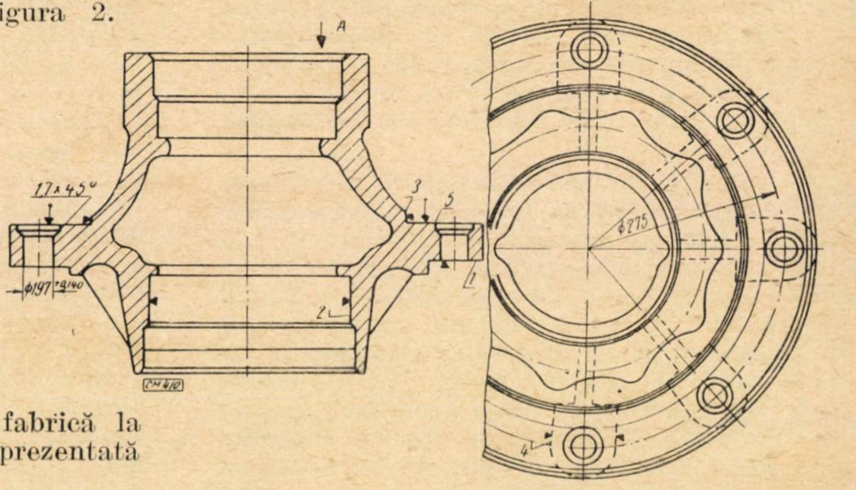


Fig. 2

— Din reprezentarea actuală nu reiese dacă elementul de centrare de pe suprafeţele *2* (fig. 1), *2* şi *3* (fig. 2), *1* (fig. 4, 5 şi 6) este un element rigid sau elastic (bucşă sau dorn). Nu rezultă din reprezentarea actuală dacă elementul de orientare unghiulară de pe suprafaţa *3* (fig. 1) este un bolţ cilindric sau unul

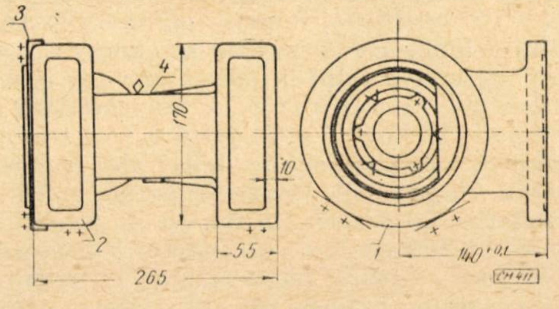


Fig. 3

frezat, sau dacă elementul de pe suprafaţa *1* (fig. 3) este o prismă fixă sau mobilă etc.

— Reglementarea actuală a bazării nu pune în evidenţă numărul gradelor de libertate preluat de fiecare element de aşezare, pentru ca în felul acesta să se poată constata dacă este realizată o bazare completă sau simplificată sau dacă este o aşezare static determinată sau nedeterminată. Numărul simbolurilor elementelor de aşezare nu este legat de numărul gradelor de libertate. Astfel în figura 1 sînt reprezentate şase simboluri (poz. *1*, tab. 1). Aşezarea este static determinată, însă schema indică preluarea a două grade de libertate pe suprafaţa *1*, două grade de libertate pe suprafaţa *2* şi două pe suprafaţa *3*, ceea ce nu corespunde realităţii. Dacă se analizează bazarea din figura 2 după reprezentarea actuală, rezultă că nu este posibilă datorită prezenţei dublei aşezări (în acelaşi timp pe suprafaţa *2* şi pe suprafaţa *3*).

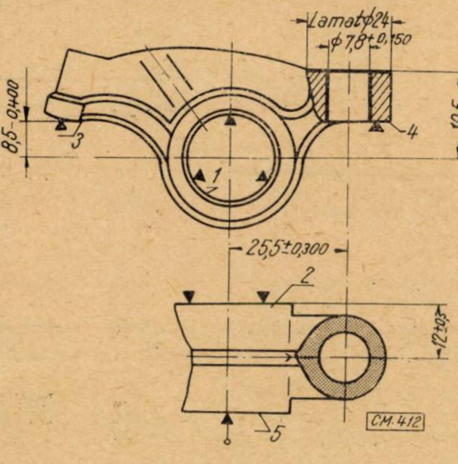


Fig. 4

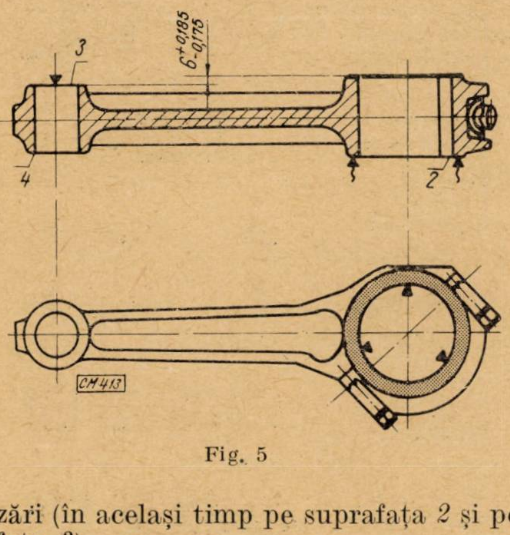


Fig. 5

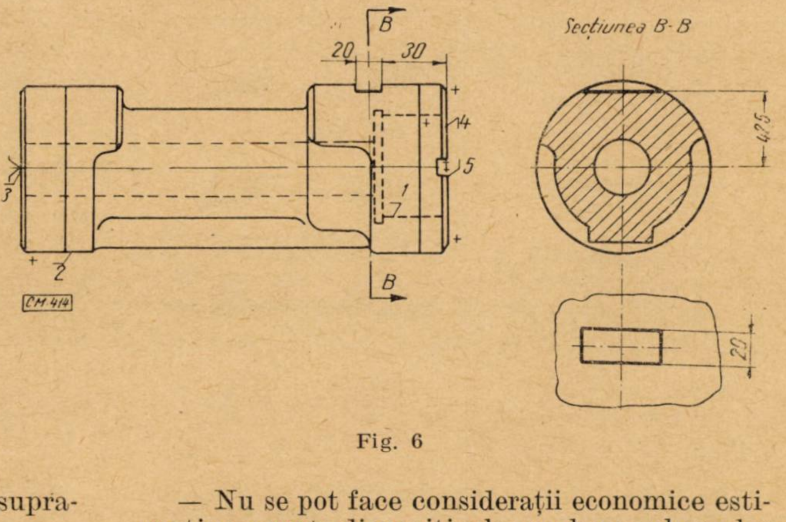


Fig. 6

— Direcţia şi sensul forţelor de strîngere reies clar din reprezentarea actuală, însă nu acelaşi lucru se poate spune despre succesiunea forţelor de strîngere şi rolul lor în schema de fixare a piesei în dispozitiv. Dacă se examinează din acest punct de vedere schema de bazare şi fixare din figura 4, se constată că sînt necesare două forţe de strîngere : una aplicată perpendicular pe suprafaţa *4* şi una aplicată perpendicular pe suprafaţa *5*. Reprezentarea acestora fiind identică, se poate presupune că s-a aplicat întîi forţa pe suprafaţa *5* şi în acest caz forţa de pe suprafaţa *4* nu mai este capabilă să orienteze piesa unghiular, datorită forţelor de frecare mari care se creează pe suprafaţa de bazare *2*, ca urmare a acţiunii forţei aplicate pe suprafaţa *5*.

— Reprezentarea actuală a bazării nu oferă posibilitatea punerii în evidenţă sub aspect calitativ a preciziei schemei de bazare. Aceasta se datoreşte atît faptului că nu se pune în evidenţă numărul gradelor de libertate preluate piesei în funcţie de condiţiile impuse prelucrării, cît şi faptului că anumite elemente de centrare şi poziţionare nu sînt perfect definite. Dacă se consideră spre exemplu schema din figura 6, eroarea de bazare reală pentru cota 42,5 mm va fi nulă, dacă elementul de centrare de pe suprafaţa *1* este un dorn elastic, şi va fi egală cu $J/2$ (în care J este jocul maxim dintre alezajul *1* şi dornul de aşezare), dacă dornul este rigid.

— Elaborarea schemelor de principiu ale dispozitivelor pe baza schemelor de bazare şi fixare folosind reprezentarea actuală este dificilă, datorită pe de o parte lipsei de precizare a diverselor elemente de aşezare, centrare şi orientare (prisme mobile sau fixe, dornuri lungi sau scurte, bolţuri cilindrice sau frezate etc.), iar pe de altă parte datorită deficienţelor în reprezentarea fixări pieselor.

— Nu se pot face consideraţii economice estimative asupra dispozitivelor pe baza schemelor de bazare elaborate, din cauza deficienţelor actualei reprezentări. Astfel, spre exemplu, pentru centrarea pe exterior, în reprezentarea actuală nu se face nici o deosebire între o bucşă rigidă şi o bucşă elastică, deşi din punct de vedere al consideraţiilor economice are o mare importanţă, întrucît preţul de cost al celor două elemente este diferit.

O nouă reprezentare a schemelor de bazare. În vederea înlăturării deficienţelor actualei reprezentări a schemelor de bazare, colectivul de lucru din cadrul catedrei Tehnologia construcţiei de maşini şi mecanică fină de la Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din Bucureşti a adoptat cu unele îmbunătăţiri, încă de acum cîţiva ani, sistemul de reprezentare a schemelor de bazare, folosind notaţiile cuprinse în lucrarea „Albom prisposoblenîi dlea metallorejuşcih stankov primeneaemîh v priborostroenii" de N. A. Gavrilov şi alţii, Maşghiz, 1958.

În tabelele 2 ... 5 este redată reprezentarea convenţională a elementelor de bazare şi strîngere după noul sistem. Ideea de bază care a condus la această nouă reprezentare este aceea că pe schiţa operaţiei piesei de prelucrat să se reprezinte schematic elementul de aşezare şi strîngere şi numărul gradelor de libertate preluate piesei.

Reprezentarea schematică a elementelor de aşezare şi strîngere propusă este construită

Tabela 2

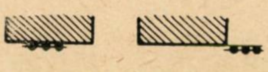
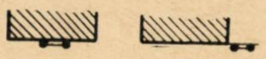
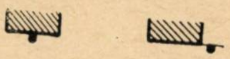
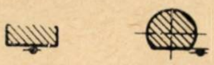
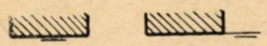
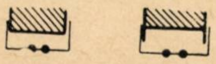
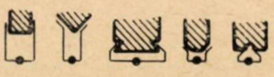
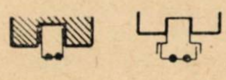
Nr. crt.	Denumirea bazării sau a strîngerii	Reprezentarea convenţională
1	Bazare pe suprafeţe plane cu trei puncte de sprijin (bază de aşezare)	
2	Bazare pe suprafeţe plane cu două puncte de sprijin (bază de ghidare)	
3	Bazare pe suprafeţe plane cu un punct de sprijin (bază de sprijin)	
4	Bazare pe suprafeţe plane (pe o direcţie) cu un punct de sprijin	
5	Sprijin suplimentar pe suprafeţe plane care nu elimină grade de libertate (reazem auxiliar)	
6	Bazare pe ghidaje cu două puncte de sprijin	
7	Bazare pe ghidaje cu un punct de sprijin	
8	Bazare pe canale de pană cu două puncte de sprijin	

Tabela 3

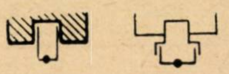
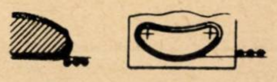
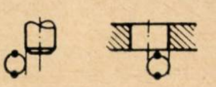
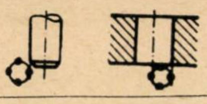
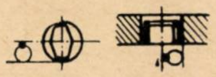
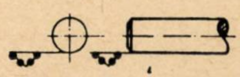
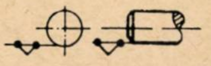
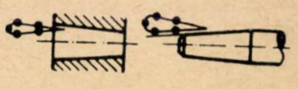
Nr. crt.	Denumirea bazării sau a strîngerii	Reprezentarea convenţională
9	Bazare pe canale de pană cu un punct de sprijin	
10	Bazare pe suprafeţe curbe cu trei puncte de sprijin	
11	Bazare pe un bolţ scurt cu două puncte de sprijin (bază de centraj)	
12	Bazare pe un bolţ lung cu patru puncte de sprijin (bază dublă de centraj)	
13	Bazare pe un bolţ frezat cu un punct de sprijin (bază de sprijin)	
14	Bazare pe o prismă normală cu patru puncte de sprijin (bază dublă de ghidare)	
15	Bazare pe o prismă îngustă cu două puncte de sprijin (bază dublă de sprijin)	
16	Bazare pe conuri lungi cu cinci puncte de sprijin (bază dublă de centraj plus o bază de sprijin)	

Tabela 4

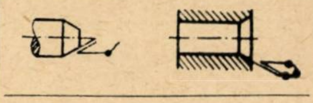
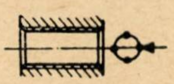
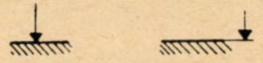
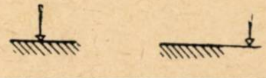
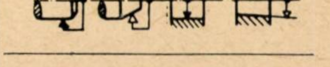
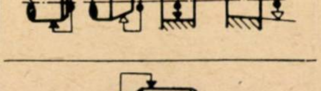
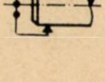
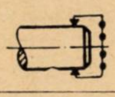
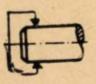
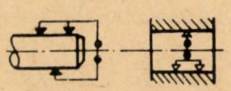
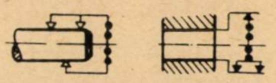
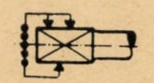
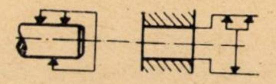
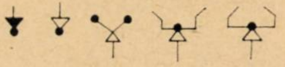
Nr. crt.	Denumirea bazării sau a strîngerii	Reprezentarea convenţională
17	Bazare pe conuri scurte cu trei puncte de sprijin (bază de centraj, plus o bază de sprijin)	
18	Bazare pe suprafeţe filetate cu patru puncte de sprijin şi strîngere principală	
19	Strîngere principală	
20	Strîngere de reglare (prealabilă)	
21	Centrare şi fixare din două direcţii cu un punct de sprijin	
22	Centrare şi fixare din două direcţii cu două puncte de sprijin	
23	Centrare şi fixare din două direcţii cu trei puncte de sprijin	

Tabela 5

Nr. crt.	Denumirea bazării sau a stringerii	Reprezentarea convențională
24	Centrare și fixare din două direcții cu patru puncte de sprijin	
25	Stringere principală din două direcții	
26	Centrare și fixare din trei direcții cu două puncte de sprijin	
27	Centrare și fixare din trei direcții cu patru puncte de sprijin	
28	Centrare și fixare din trei direcții cu cinci puncte de sprijin (bare cu secțiune pătrată)	
29	Stringere principală din trei direcții	
30	Combinații între elemente de bazare și stringere	

pe principiul ca elementul de bazare să se reprezinte sub forma corespunzătoare configurației suprafeței de lucru a acestuia. Această reprezentare se face fie în apropierea suprafeței de bazare, fie pe această suprafață. Pe simbolul elementului de așezare se pun un număr de puncte corespunzătoare gradelor de libertate preluate pieselor de prelucrat de către elementul de așezare dat.

De exemplu :

— așezarea pe o suprafață plană elimină piesei trei grade de libertate (deplasarea în lungul axei normale la plan și rotirea în jurul celorlalte două axe paralele cu planul dat) și se reprezintă sub forma unei linii cu trei puncte pe ea (tabela 2, poziția *1*) ;

— sprijinul pe o suprafață plană elimină piesei un grad de libertate (deplasarea în lungul axei perpendicular pe acest plan) și se reprezintă printr-un punct (tabela 2, poziția *3*) ;

— centrarea pe o suprafață cilindrică interioară lungă elimină piesei de prelucrat patru grade de libertate (rămîn două grade de libertate : deplasarea paralelă cu axa cilindrului și rotirea în jurul acestei axe) și se reprezintă sub forma unui cerc cu patru puncte (tabela 3, poziția *12*) ;

— ghidarea pe o suprafață cilindrică scurtă, care elimină două grade de libertate (două deplasări de-a lungul axelor perpendiculare pe axa cilindrului), se reprezintă sub forma unui cerc cu două puncte (tabela 3, poziția *11*) ;

— așezarea pe o prismă lungă (normală), care elimină patru grade de libertate (rămîn deplasarea în lungul prismei și rotirea în jurul axei piesei), se reprezintă sub forma a două linii așezate sub un unghi cu patru puncte simetric dispuse pe laturile unghiului (poziția *14*, tabela 3) ;

— așezarea pe o prismă scurtă, care elimină două grade de libertate, se reprezintă sub formă a două linii așezate sub un unghi cu două puncte simetric dispuse pe laturile acestuia (poziția *15*, tabela 3) ;

— elementele de stringere principale și direcția de acționare a forțelor de stringere se reprezintă printr-o săgeată cu vîrful în formă de triunghi, plină (poziția *19*, tabela 4) ;

— elementele de centrare și stringere se reprezintă de asemenea prin săgeți : două pentru centrarea bilaterală, trei pentru centrarea pe trei direcții. Săgețile sînt unite între ele prin linii pe care sînt plasate un număr de puncte corespunzător gradelor de libertate preluate piesei (pozițiile *21—29*, tabelele 4 și 5) ;

— elementele de stringere auxiliară (de reglare) se reprezintă la fel ca cele de stringere principală, dar cu triunghiul săgeții alb (poziția *20*, tabela 4).

Pentru a dovedi avantajele acestui nou sistem de reprezentare se vor analiza schemele de bazare (elaborate după acest sistem) pentru aceleași operații, reprezentate în figurile 1 ... 6.

Schema de bazare din figura 7 indică așezarea pe o suprafață plană (suprafața *1*), care elimină trei grade de libertate : centrarea pe suprafața *2* cu preluarea a două grade de libertate (realizată printr-o bucșă rigidă), orientarea unghiulară cu ajutorul unui bolț frezat, care preia un grad de libertate, și stringerea principală aplicată pe suprafața *4*. Suprafețele piesei destinate pentru bazare și fixare sînt indicate prin aplicarea pe acestea a semnelor convenționale.

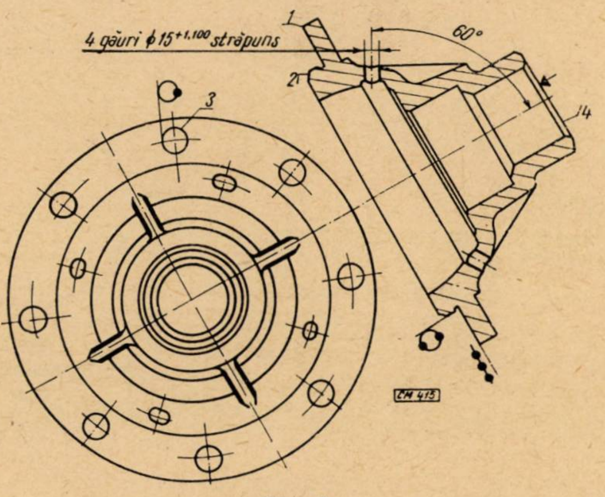


Fig. 7

Forma elementelor este indicată prin folosirea adecvată a semnelor convenţionale (suprafaţă plană — poz. *1*, tabela 2 ; centrare cu bucşă rigidă — poz. *11*, tabela 3 ; sprijin pe bolţ frezat — poz. *13*, tabela 3). După numărul punctelor plasate pe semnele convenţionale ale elementelor de bazare se constată că bazarea este completă, fiind eliminate toate cele şase grade de libertate. Din schemă reiese că direcţia de strîngere este perpendiculară pe suprafaţa de aşezare *1*.

După noua reprezentare a schemei de bazare se poate trage concluzia că precizia de poziţionare, în raport cu axa piesei, a găurilor care trebuie să fie prelucrate este influenţată de jocul dintre bucşa de centrare de pe suprafaţa *2* şi suprafaţa cilindrică de centrare. Cunoscînd că bazele sînt : o suprafaţă plană de aşezare, o bucşă rigidă pentru centrare şi un bolţ frezat pentru poziţionarea unghiulară, se poate ridica cu uşurinţă schema de principiu a dispozitivului şi se pot face unele consideraţii economice asupra acestuia.

Pentru aceeaşi prelucrare se poate folosi şi schema de bazare (fig. 7), utilizînd pentru centrarea şi fixarea piesei pe suprafaţa *2* o bucşă elastică (tabela 5, poziţia 26). În consecinţă, rezultă că actuala reprezentare ascunde pentru cazul considerat două posibilităţi de realizare a dispozitivului.

În concluzie, schemele de bazare în noua reprezentare îndeplinesc condiţiile impuse unor scheme de bazare, condiţii arătate anterior.

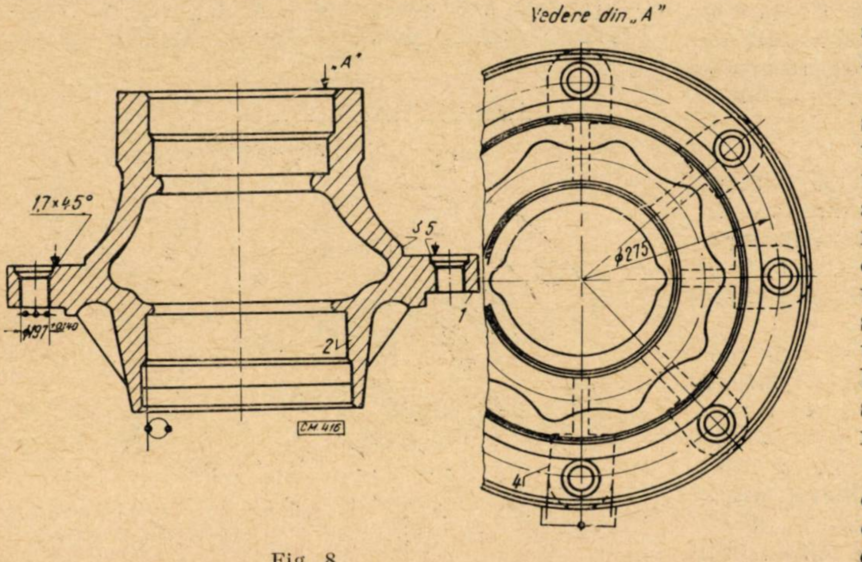


Fig. 8

Schema de bazare din figura 8 indică aşezarea pe suprafaţa plană *1*, centrarea pe alezajul *2*, sprijinul pentru orientarea unghiulară pe suprafaţa *4* şi strîngerea pe suprafaţa *5*.

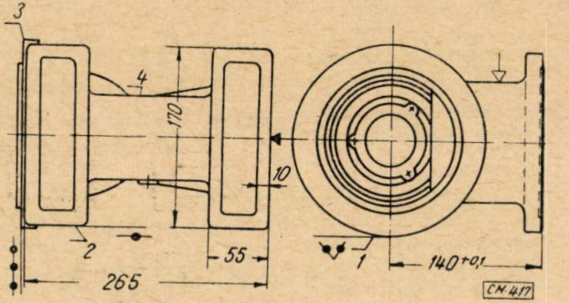
Suprafeţele destinate drept baze, forma elementelor de bazare şi strîngere apar prin utilizarea semnelor convenţionale respective.

Pentru centrarea piesei, actuala reprezentare nu redă cele două posibilităţi care se pot folosi :

— centrarea pe dorn scurt rigid, cu preluarea a două grade de libertate ;

— centrarea şi strîngerea cu dorn extensibil, cu preluarea a două grade de libertate, pe alezajul *2* (tabela 5, poziţia 26).

Noua reprezentare face deci această distincţie atît de necesară consideraţiilor de precizie şi economicitate (în primul caz se poate folosi un element relativ ieftin, dar care introduce o eroare de bazare egală cu $J/2$, iar în al doilea caz, un element mai scump, dar care elimină eroarea de bazare).



Fig, 9

De asemenea, pentru preluarea ultimului grad de libertate, schema de bazare actuală ascunde alte două posibilităţi de folosire, şi anume :

— ghidarea pe un canal, cu preluarea unui grad de libertate ;

— orientarea unghiulară cu ajutorul unei prisme mobile (reprezentată cu linie întreruptă).

În primul caz, elementul este simplu, dar introduce o eroare unghiulară datorită jocului funcţional din ghidaje ; în schimb, în al doilea caz elementul este ceva mai scump, dar elimină eroarea de bazare pentru poziţionarea unghiulară. Noua reprezentare a schemelor de bazare, făcînd distincţie între aceste posibilităţi de bazare, face ca schema elaborată să fie mai clară şi să îndeplinească condiţiile amintite anterior.

Din noua reprezentare a schemei din figura 8 se poate trage concluzia asupra numărului de grade de libertate preluate piesei, reieşind că este realizată bazarea completă. Prin precizările făcute diferitelor elemente de centrare şi strîngere, schema de bazare în noua reprezentare dă posibilitatea trecerii cu uşurinţă la schema de principiu a dispozitivului şi permite efectuarea unor consideraţii economice.

Schema de bazare din figura 9, în noua reprezentare, dă posibilitatea precizării dispozitivului pentru operația de prelucrare a tălpii. Astfel, suprafața *3* este o suprafață plană de așezare, care preia trei grade de libertate și este reprezentată prin simbolul de la poziția *1*, tabela 2. Deplasările pe două direcții, perpendiculare între ele în planul suprafeței *3*, sînt preluate de centrarea pe suprafața *1* cu ajutorul unei prisme înguste fixe (simbolul de la poziția *15*, tabela 3), iar rotirea piesei în jurul axei perpendiculare pe suprafața *3* este preluată prin punctul de sprijin plasat pe suprafața *2* și redat prin simbolul de la poziția *4*, tabela 2.

Această schemă de bazare dă posibilitatea să se pună în evidență forța de reglare (simbolul de la poziția *20*, tabela 4), forța de strîngere principală (simbolul de la poziția *19*, tabela 4). De asemenea, furnizează date utile pentru aprecierea calitativă a preciziei bazării, pentru ridicarea schemei de principiu a dispozitivului și pentru aprecieri de ordin economic.

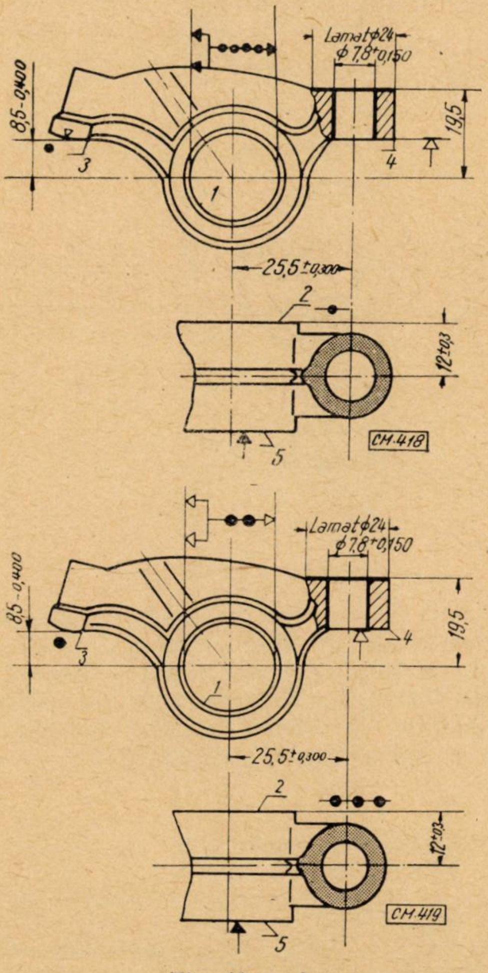


Fig. 10, *a*, *b*

Actuala reprezentare a bazării în cazul ilustrat în figura 10 ascunde de fapt posibilitatea realizării a cel puțin două dispozitive, ale căror scheme de bazare în noua reprezentare sînt date în figurile 10, *a* și *b*.

Schema din figura 10, *a* indică centrarea și strîngerea piesei cu eliminarea a patru grade de libertate (simbolul de la poziția *27*, tabela 5), realizate prin așezarea piesei cu alezajul *1* pe un dorn elastic, sprijinirea axială cu preluarea unui grad de libertate (simbolul de la poziția *4*, tabela 2), realizată prin plasarea unui punct de sprijin pe suprafața frontală *2* și poziționarea unghiulară a suprafeței de prelucrat (simbolul de la poziția *3*, tabela 2), realizată prin plasarea unui punct de sprijin pe suprafața *3*. De asemenea, reprezentarea indică forțele de strîngere de reglare pe suprafețele *1* și *4* și o forță de strîngere principală pe suprafața *5*.

Schema din figura 10, *b* se deosebește de precedenta prin faptul că centrarea se realizează cu ajutorul unui dorn elastic scurt (simbolul de la poziția *26*, tabela 5), care elimină două grade de libertate, iar așezarea se realizează pe suprafața *2* (simbolul de la poziția *1*, tabela 2), care elimină trei grade de libertate. În rest se păstrează simbolurile și semnificațiile de la figura 10, *a*.

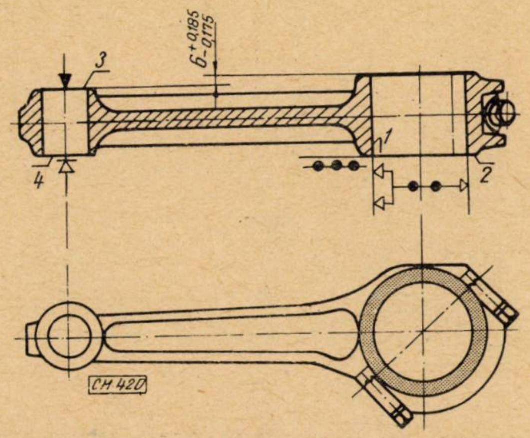


Fig. 11

În consecință, noua reprezentare creează posibilitatea punerii în evidență a celor două posibilități de realizare a dispozitivului pentru operația considerată. Totodată sînt tratate mai concret unele probleme de construcție, precizie și economicitate a dispozitivului adoptat.

În figura 11 este reprezentată schema de bazare folosind semnele convenționale propuse. Analiza acestei scheme arată că piesa se așază pe suprafața plană *2*, se centrează pe suprafața *1* (pe un dorn elastic scurt) și se sprijină auxiliar pe suprafața *4*, pentru preluarea efortului principal de strîngere aplicat pe suprafața *3*.

Reprezentarea nouă a schemei de bazare din figura 6 este redată în figurile 12, *a* și *b*.

Rezultă și din acest exemplu avantajul noii reprezentări care constă în precizarea elementelor de bazare, a numărului de grade de libertate preluate piesei și în faptul că oferă posibilității proiectantului în aprecierea comparativă a dispozitivelor, din punct de vedere al preciziei, complexității și economicității.

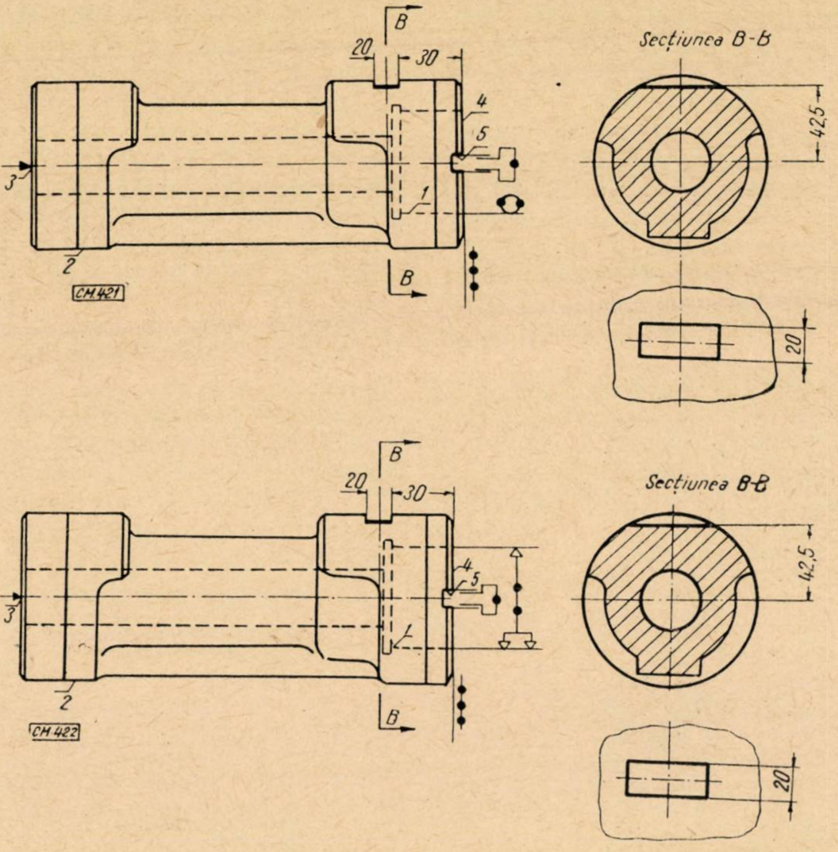


Fig. 12, *a*, *b*

Concluzii. În cele cîteva exemple tratate în articolul de față s-a căutat să se pună în evidență avantajele reprezentării bazării în varianta propusă, în comparație cu reprezentarea actuală.

Unificarea simbolurilor prezintă multe avantaje în proiectare în ce privește precizarea și diferențierea dispozitivelor după schemele de bazare și fixare. Cheia succesului trebuie să o constituie unificarea și simplificarea reprezentării schemelor de bazare și fixare, concomitent cu maximul de putere de sugerare a elementelor componente ale dispozitivelor.

Faptul că actuala reprezentare este larg răspîndită în toate întreprinderile constructoare de mașini justifică necesitatea popularizării și răspîndirii și pe această cale a noului sistem de reprezentare a schemelor de bazare și fixare, problemă de mare importanță atît pentru tehnologi, cît și pentru proiectanții de dispozitive. În felul acesta, pe lîngă avantajele arătate în articol, se elimină și diversitatea simbolurilor actuale folosite în literatura de specialitate și în industrie, creîndu-se condiții pentru unificarea și normalizarea simbolurilor.

---

[1] *Anserov, M. A.* Prisposoblenia dlea metallorejușcih stankov. Moscova, Mașghiz, 1960.

[2] *Fejes, I., Dinu, D.* Fémforgácsolo készülékek. București, Ed. tehnică, 1960.

[3] *Gavrilov, A. N.* Albom prisposoblenîi dlea metallorejușcih stakov primeneaemîh v priborostroenii. Moscova, Mașghiz, 1958.

[4] *Stănescu, I., Tache, V.* Proiectarea și construcția dispozitivelor. București, Ed. didactică și pedagogică, 1964.

CZ 621.919.3.001.24

Calculul analitic al broşelor ce lucrează prin generare

CONSTANTIN MINCIU

La broşarea prin generare a unei suprafeţe, supraînălţarea pe dintele broşei creşte în direcţia adaosului de prelucrare maxim.

În figura 1 este arătat cum se broşează prin generare o suprafaţă oarecare.

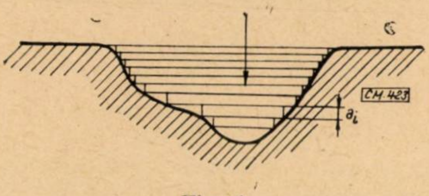


Fig. 1

În acest articol se prezintă calculul analitic al părţii aşchietoare a unei broşe ce lucrează prin generare suprafeţe poligonale regulate sau neregulate interioare.

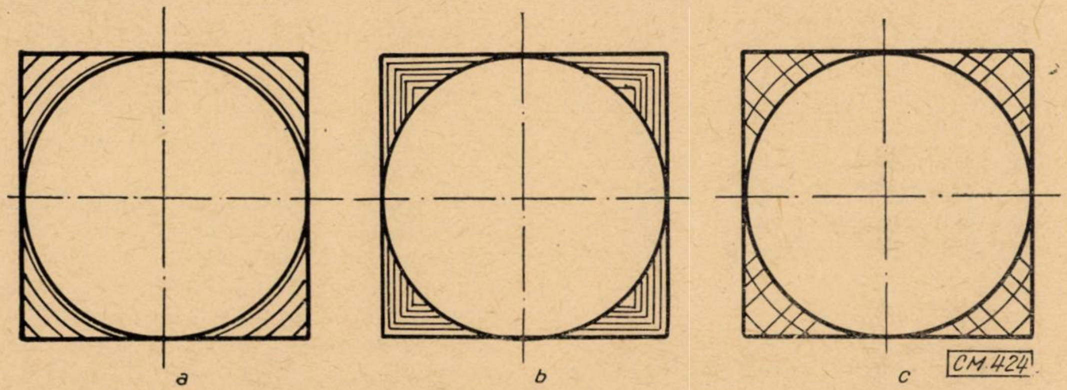


Fig. 2

Cel mai des în practică se întîlnesc găuri triunghiulare, pătrate sau hexagonale.

În figura 2, *a*, *b*, *c* este reprezentat modul de broşare a unei astfel de găuri, reieşind trei procedee de broşare : generare (fig. 2, *a*), profilare (fig. 2, *b*) şi progresivă (fig. 2, *c*). Din figura 2 rezultă că cel mai avantajos mod de prelucrare a găurilor poligonale este broşarea prin generare, deoarece, în primul rînd, broşa este mai simplu de executat şi, în al doilea rînd, forţa de broşare este maximă la începutul broşării şi minimă la sfîrşitul ei (spre deosebire de broşarea după profil, la care se întîmplă invers).

Deoarece la acest procedeu de broşare aşchiile nu sînt de lăţime egală, ci se micşorează pe măsură ce creşte diametrul broşei, rezultă o neuniformitate a forţelor de aşchiere.

Pentru a se obţine o uniformizare relativă a acestor forţe şi pentru a micşora pe cît posibil numărul de dinţi ai broşei se ia grosimea aşchiei (respectiv supraînălţarea dinţilor) din ce în ce mai mare pe măsură ce diametrul broşei creşte.

În prezent, literatura de specialitate indică calculul sau, mai bine zis, alegerea supraînălţărilor pe dinţii broşei în felul următor [2] : adaosul maxim de prelucrare se împarte, cu ajutorul unor relaţii empirice, în cîteva zone de adaos de prelucrare, în care dinţii vor avea o supraînălţare constantă, aleasă din tabele (fig. 3) ; după aceea se calculează toate elementele broşei şi se determină forţa de broşare pentru a verifica broşa în secţiunile periculoase.

Dacă broşa nu rezistă în secţiunile periculoase, înseamnă că ea nu a fost bine dimensionată şi calculul se reia de la început.

După cum reiese din cele arătate, chiar dacă de la zonă la zonă supraînălţarea creşte, în cadrul aceleiaşi zone supraînălţarea este constantă. Forţa de aşchiere variază deci în cadrul aceleiaşi zone, fiind mare la începutul zonei şi scăzînd apoi spre sfîrşitul ei. Acest fapt

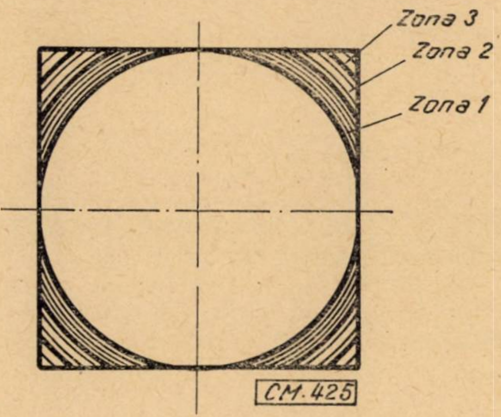


Fig. 3

are şi inconvenientul că lungimea broşei creşte prin creşterea numărului de dinţi.

În cele ce urmează se va determina pe cale analitică legea de variaţie a creşterii supraînălţării în cazul prelucrării unor astfel de găuri.

Calculul analitic se va referi numai asupra părţii aşchietoare a broşei, celelalte părţi (coada, partea de ghidare, de finisare, de calibrare) determinîndu-se cu relaţiile cunoscute din literatura de specialitate [1], [2], [3].

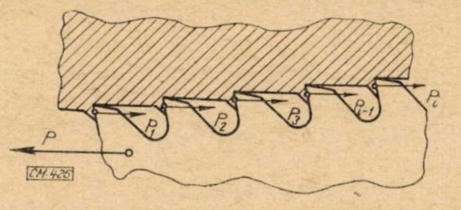


Fig. 4

Metoda de calcul constă în următoarele :

În cazul unei astfel de prelucrări se cunosc : lungimea de broşat L, unghiul 2α de la vîrful poligonului, raza R_0 a cercului înscris al poligonului regulat şi materialul piesei.

Se consideră că, la un moment dat, în aşchiere se găsesc i dinţi, broşa avînd z dinţi aşchietori. Aceşti i dinţi sînt cuprinşi în lungimea piesei L.

Condiţia pusă de la început este ca forţa totală de aşchiere să rămînă constantă în tot timpul aşchierii, $P = \text{const}$.

Forţa totală P este dată de suma tuturor forţelor de aşchiere ce apar simultan pe fiecare dinte al broşei în aşchiere, adică :

$$P = \sum_{i=k}^{m} P_i, \tag{1}$$

în care P_i este forţa dată de un dinte oarecare al broşei.

Pentru ca această sumă să fie constantă în tot timpul aşchierii, trebuie ca toţi termenii sumei să fie egali între ei, adică :

$$P_1 = P_2 = P_3 = \ldots\ldots = P_i = P_z. \tag{2}$$

În acest caz condiţia (1) poate fi scrisă :

$$P = i \times P_i = \text{const}. \tag{3}$$

sau

$$P_i = \frac{P}{i}. \tag{3'}$$

Dacă în aşchiere la un moment dat se găsesc i dinţi pe lungimea L, iar pasul dinţilor broşei este m (din motive de scriere nu am notat pasul cu p, cu p vom nota apăsarea specifică de aşchiere), între cele trei mărimi există relaţia :

$$i = \frac{L}{m} + 1.$$

Pentru aflarea forţei de aşchiere ce apare pe un dinte trebuie să se cunoască forţa totală de aşchiere P.

La baza alegerii mărimii acestei forţe stau două criterii : un criteriu de rezistenţă şi un criteriu de rugozitate a suprafeţei prelucrate.

Criteriul de rezistenţă ţine seamă de maşina de broşat, dar mai ales de rezistenţa mecanică a broşei. Forţa maşinii-unelte de broşat este mai puţin importantă, deoarece maşinile de broşat pot dezvolta forţe superioare forţelor de aşchiere ce apar la broşările curente.

De aceasta se ţine seamă mai ales în cazul broşării pieselor cu secţiuni şi aşchii mari, la care apar forţe mari de aşchiere. Acest criteriu se poate exprima astfel :

$$P \leqslant (P_{maş})_{max}.$$

După cum se ştie, secţiunea periculoasă a broşei este secţiunea din faţa primului dinte. Această secţiune trebuia astfel dimensionată încît broşa să nu se rupă în dreptul ei, adică trebuie îndeplinită condiţia :

$$P \leqslant \frac{\pi d^2}{4} \sigma_a,$$

în care d este diametrul secţiunii periculoase, iar σ_a efortul unitar admisibil (la tracţiune sau compresiune) al materialului din care este executată broşa.

În ceea ce priveşte criteriul de rugozitate, dat fiind că broşarea este o prelucrare mecanică de finisare, calitatea suprafeţei prelucrate trebuie să fie ridicată.

Se ştie că, la forţe mari de aşchiere, se poate întîmpla ca pe suprafaţa prelucrată să apară asperităţi care se datoresc smulgerii aşchiei în timpul prelucrării; dacă aceste smulgeri sînt pronunţate, defectul nu mai poate fi îndepărtat, chiar dacă broşa mai are dinţi de finisare sau calibrare.

Lăţimea aşchiilor micşorîndu-se din ce în ce, forţa rămînînd constantă, la un moment dat supraînălţarea dinţilor creşte atît de mult încît există pericolul ca aşchierea să se producă cu smulgere de material. Pentru a nu exista acest pericol, supraînălţarea se lasă la o anumită valoare limită, din care cauză forţa de aşchiere va scădea.

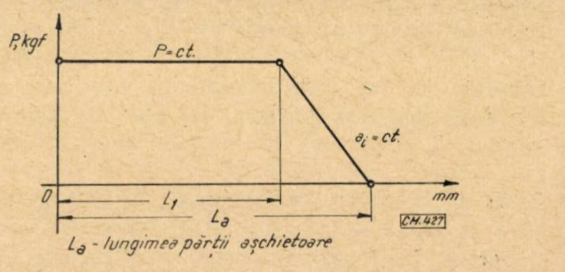


Fig. 5

Rezultă, deci, că pe ultimii dinţi de aşchiere forţa totală de aşchiere trebuie să fie mai mică decît forţa iniţială, deci forţa totală de aşchiere trebuie să varieze de-a lungul lungimii părţii aşchietoare (fig. 5).

Pe baza celor arătate se poate afirma că de criteriul de rezistenţă se ţine seamă pe întregul proces de prelucrare, iar de criteriul de calitate se ţine seamă numai pe ultima parte a prelucrării.

Forţele de aşchiere date de fiecare dinte în aşchiere rezultă din următoarele relaţii :

$$\begin{aligned} P_1 &= p_1\ S_1 ; \\ P_2 &= p_2\ S_2 ; \\ P_3 &= p_3\ S_3 ; \\ P_i &= p_i\ S_i , \end{aligned} \qquad (4)$$

în care p_i reprezintă apăsarea specifică de aşchiere, iar S_i reprezintă suprafaţa secţiunii transversale.

După cum se ştie, apăsarea specifică de aşchiere depinde de natura materialului şi de mărimea grosimii aşchiei (supraînălţarea dinţilor a_i), conform relaţiei [1], [3] :

$$p_i = \frac{C}{a_i^{\mu}}, \qquad (5)$$

în care C şi μ sînt nişte coeficienţi ce depind de materialul prelucrat.

În figura 6 se arată la o scară mărită secţiunea transversală a suprafeţelor S_i în cazul broşării unui singur vîrf al unei găuri poligonale. Aşchia luată de dintele 1 are suprafaţa *0 0'11'*, pentru dintele 2 suprafaţa *11' 22'* ş.a.m.d.

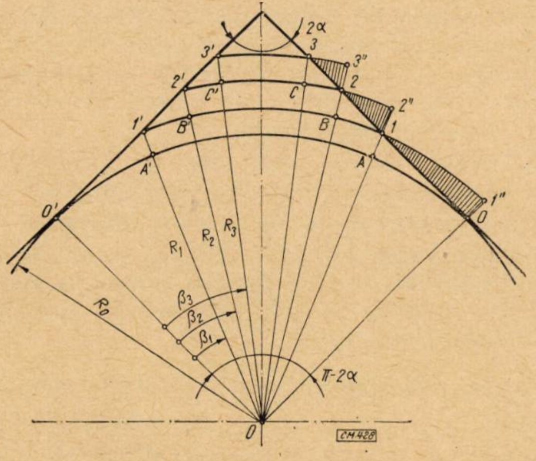


Fig. 6

Calcularea mărimii acestor suprafeţe se face destul de greu şi, pentru simplificare, aceste suprafeţe au fost înlocuite cu nişte dreptunghiuri circulare (fig. 6) : pentru dintele 1 suprafaţa echivalentă este suprafaţa *OA'1' 1''*, pentru dintele 2 suprafaţa *1B'2'2''*, pentru dintele 3 suprafaţa *20'3'3''* ş.a.m.d.

S-a făcut aproximaţia că un triunghi circular concav a fost înlocuit cu un triunghi circular convex, respectiv $S_{0'A'1'}$ cu $S_{011''}$, $S_{0'1'2'}$ cu $S_{122''}$, $S_{2'C'3}$ cu $S_{233''}$ ş.a.m.d.

Aceste aproximări nu vor afecta calculele, deoarece ele sînt foarte mici (înălţimile lor fiind de ordinul sutimilor sau zecimilor de milimetri, aproximaţia făcută nu depăşeşte 0,5 %).

Suprafaţa unui astfel de dreptunghi este egală cu produsul bazei cu înălţimea.

Baza dreptunghiului este tocmai lăţimea aşchiei notată cu b_i, iar înălţimea dreptunghiulară este tocmai supraînălţarea pe dinte notată cu a_i.

Cu aceste date relaţiile (4) vor deveni :

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{C}{a_1^{\mu}}\, a_1 \times b_1 \times j ; \\ P_2 &= \frac{C}{a_2^{\mu}}\, a_2 \times b_2 \times j ; \qquad (6) \\ P_3 &= \frac{C}{a_3^{\mu}}\, a_3 \times b_3 \times j ; \\ P_i &= \frac{C}{a_i^{\mu}}\, a_i \times b_i \times j, \end{aligned}$$

în care j reprezintă numărul de vîrfuri ale poligonului.

După cum se vede, forţa de aşchiere corespunzătoare unui dinte variază după o lege oarecare cu grosimea aşchiei a_i.

Legea de variaţie a grosimii aşchiei cu mărimea lăţimii aşchiei se poate determina din condiţia (2). Introducînd relaţiile (6) în relaţia (2), aceasta va deveni :

$$\begin{aligned} Ca_1^{1-\mu} \times b_1 = Ca_2^{1-\mu} \times b_2 = Ca_3^{1-\mu} \times b_3 = \ldots = \\ = Ca_i^{1-\mu} \times\ b_i. \qquad (6') \end{aligned}$$

În cazul general, condiţia va fi :

$$\left(\frac{a_i}{a_k}\right)^{1-\mu} = \frac{b_k}{b_i}, \qquad (7)$$

în care i şi k pot lua orice valori de la 1 la z.

Această lege exprimă variaţia supraînălţimii a_i cu lăţimea aşchiei b_i, astfel încît forţa de aşchiere să rămînă constantă.

În continuare se vor exprima mărimile a_i şi b_i în funcţie de mărimile cunoscute.

Din figura 6 se observă că :

$$\begin{aligned} a_1 &= R_1 - R_0 ; \\ a_2 &= R_2 - R_1 ; \qquad (8) \\ a_3 &= R_3 - R_2 ; \\ &\vdots \\ a_i &= R_i - R_{i-1}, \end{aligned}$$

în care R_i sînt razele broşei pentru dinţii respectivi. Lăţimile aşchiilor (numai pentru un vîrf al poligonului) sînt date de următoarele relații :

$$\begin{aligned} b_1 &= R_1(\pi - 2\alpha - \beta_1); \\ b_2 &= R_2(\pi - 2\alpha - \beta_1 - \beta_2); \\ b_3 &= R_3(\pi - 2\alpha - \beta_2 - \beta_3); \\ &\vdots \\ b_i &= R_i(\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i), \end{aligned} \qquad (9)$$

în care unghiurile β_i și 2α sînt în radiani și au semnificațiile din figura 6.

Mărimile acestor unghiuri sînt date de următoarele relații :

$$\begin{aligned} \cos\beta_1 &= \frac{R_0}{R_0 + a_1}; \\ \cos\beta_2 &= \frac{R_0}{R_1 + a_2}; \\ \cos\beta_3 &= \frac{R_0}{R_2 + a_3}; \\ &\vdots \\ \cos\beta_i &= \frac{R_0}{R_{i-1} + a_i}. \end{aligned} \qquad (10)$$

Cu ajutorul relațiilor (8) și (9), relațiile (6) vor deveni :

$$\begin{aligned} P^* &= \frac{P_1}{j} = Ca_1^{1-\mu}(R_0 + a_1)(\pi - 2\alpha - \beta_1); \\ P^* &= \frac{P_2}{j} = Ca_2^{1-\mu}(R_1 + a_2)(\pi - 2\alpha - \\ &\quad - \beta_1 - \beta_2); \\ P^* &= \frac{P_3}{j} = Ca_3^{1-\mu}(R_2 + \\ &\quad + a_3)(\pi - 2\alpha - \beta_2 - \beta_3); \\ P^* &= \frac{P_i}{j} = Ca_i^{1-\mu}(R_{i-1} + \\ &\quad + a_i(\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i), \end{aligned} \qquad (11)$$

în care necunoscutele sînt $a_1, a_2, a_3 \cdots a_i$ și unghiurile $\beta_1, \beta_2, \beta_3 \cdots \beta_i$, existînd totodată și relațiile (7) și (9).

Forțele $P_1 = P_2 = P_3 = \cdots = P_i = j\,P^*$ au fost determinate anterior din cele două criterii.

Necunoscuta care interesează este supraînălțarea radială a_i. Ecuațiile care, rezolvate, vor da necunoscutele, sînt :

$$\begin{cases} P^* = Ca_i^{1-\mu}\ (R_{i-1} + a_i)\ (\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i) \\ \cos\beta_i = \dfrac{R_0}{R_{i-1} + a_i}. \end{cases} \qquad (12)$$

Se vede că sistemul (12) este un sistem de două ecuații cu două necunoscute, compatibil.

Înmulțind cele două ecuații membru cu membru, sistemul se va transforma în :

$$\begin{cases} P^* \cos\beta_i = C\,R_0\,a_i^{1-\mu}(\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i) \\ \cos\beta_i = \dfrac{R_0}{R_{i-1} + a_i} \end{cases} \qquad (12')$$

sau explicitînd pe a_i :

$$\begin{cases} a_i = \sqrt[1-\mu]{\dfrac{P^*\cos\beta_i}{CR_0(\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i)}} \\ a_i = \dfrac{R_0 - R_{i-1}\cos\beta_i}{\cos\beta_i}. \end{cases} \qquad (13)$$

Rezolvarea acestui sistem din aproape în aproape, adică începînd cu $a_1, a_2, a_3 \cdots a_i$ și cu $\beta_1, \beta_2, \beta_3 \cdots \beta_i$, va da valorile supraînălțărilor radiale ale dinților broșei, care să permită menținerea forței de așchiere constantă conform figurii 5 și condițiilor impuse. Forța de așchiere finală va fi mai mică decît cea inițială, datorită calității suprafeței.

Se observă că supraînălțarea radială a_i crește o dată cu creșterea forței de așchiere și cu scăderea rezistenței materialului (în relație cu creșterea lui C).

Mărimea supraînălțării depinde de forța de așchiere, de materialul prelucrat, de mărimea găurii ce se prelucrează R_0 și de forma ei 2α.

Cum gama de materiale, mărimea găurii și felul ei dau în practică un număr mare de posibilități, ar însemna că pentru fiecare caz în parte să fie rezolvat acest sistem, lucru ce ar face metoda inaplicabilă.

În acest sistem, calitatea materialului se face remarcată de valorile coeficienților μ și C, care variază de la material la material.

Determinarea mărimii lor s-a făcut pe cale experimentală. Astfel, pentru cîteva materiale mai des folosite în practică acești coeficienți au următoarele valori [1] :

oțel ($\sigma_r = 70 - 80$ kgf/mm^2) $\mu = 0{,}25$ $C = 225$;
fontă $\mu = 0{,}243$ $C = 98$;
bronz $\mu = 0{,}341$ $C = 55$.

Unghiul de la vîrful poligonului (2α) arată ce fel de poligon este. În practică, cel mai des se folosește pătratul și hexagonul, deci unghiul 2α rămîne o constantă de-a lungul întregului calcul.

Din cele expuse rezultă că metoda de lucru ar fi foarte greoaie, deoarece ar trebui calculate supraînălțările pentru fiecare caz în parte, mai ales că rezolvarea analitică a sistemului este practic imposibilă.

Pentru a face metoda practic posibilă de folosit se rezolvă sistemul pe cale grafică pentru un caz particular oarecare considerat ca punct de origine. Pentru celelalte cazuri, rezultatele obținute sînt înmulțite cu niște coeficienți de corecție.

Pentru aceasta s-a ales ca exemplu de calcul cazul în care $P^* = 100$ kgf, materialul piesei este oțel ($\mu = 0,25$, $C = 225$), $R_0 = 10$ mm, poligonul regulat fiind un pătrat ($2\alpha = 90°$).

Rezolvarea sistemului s-a făcut pe cale grafică. S-au găsit astfel 60 de puncte, valori ce reprezintă supraînălțările dinților broșei pentru cazul ales ca origine.

Pentru calculul supraînălțărilor unei broșe într-un alt caz decît cel considerat origine, se înmulțesc aceste valori cu un coeficient de corecție.

Dacă se notează cu a_{oi} supraînălțarea de referință și cu a_{xi} supraînălțarea de calculat în cazul aceluiași material și al aceluiași tip de poligon, rezultă :

$$\frac{a_{xi}}{a_{0i}} = \frac{\sqrt[1-\mu]{\dfrac{P_x^* \cos \beta_i}{CR_{0x}(\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i)}}}{\sqrt[1-\mu]{\dfrac{P_0 \cos \beta_i}{CR_0(\pi - 2\alpha - \beta_{i-1} - \beta_i)}}}, \qquad (14)$$

adică :

$$a_{xi} = K \times a_{0i}, \qquad (15)$$

în care :

$$K = \sqrt[1-\mu]{\frac{P_x^* \; R}{P_0^* \times R_{0x}}}, \qquad (16)$$

considerînd că unghiurile β_i rămîn aceleași.

Această aproximație se poate face deoarece unghiurile β_i se modifică foarte puțin cu variația razei R_0. În cazul cînd $P_0 = 100$ kgf și $R_0 = 10$ mm, iar $\mu = 0,25$:

$$R = \sqrt[1-0,25]{\frac{10\,P_x^*}{100\,R_{0x}}} = \sqrt[0.75]{\frac{P_x^*}{10\,R_{0x}}}. \qquad (16')$$

Valorile calculate a_z pentru cazul considerat ca referință sînt cele din tabela 1.

Determinarea supraînălțărilor dinților în alte cazuri decît cel considerat origine se poate efectua ținînd seamă de relația (15).

Pentru ușurință se pot trasa diagrame care să rezolve toate cazurile în care poligonul și materialul sînt altele decît cele considerate ca origine.

Se observă că supraînălțările cresc foarte puțin de la dinte la dinte, iar către sfîrșitul broșei valorile supraînălțărilor cresc mult.

S-a arătat că mărimea supraînălțării nu trebuie să depășească anumite valori condiționate de calitatea suprafeței prelucrate. Mărimea acestei supraînălțări limită depinde de felul broșării, de finisare sau semifinisare. Din literatura de specialitate [2], [3] reiese, oarecum, că valoarea limită a supraînălțării radiale să nu depășească valori cuprinse între 0,15 mm și 0,2 mm.

De aceea, la proiectarea unei broșe, în momentul în care supraînălțarea unui dinte a ajuns între aceste limite, supraînălțarea celorlalți dinți va rămîne constantă pînă la sfîrșitul părții de așchiere a broșei.

În continuare se va arăta care este modul de calcul al părții așchietoare după metoda propusă.

Se cunosc lungimea de broșat L, unghiul de profil al poligonului 2α și raza cercului înscris poligonului R_0.

Se determină :

— pasul dinților broșei, cu relația cunoscută în literatura tehnică [2] :

$$m = (1,25 - 1,5)\sqrt{L}; \qquad (17)$$

— numărul de dinți i ce lucrează simultan, cu relația :

$$i = \frac{L}{m} + 1; \qquad (18)$$

Tabela 1

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5		a_7	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	a_{12}
0,0089	0,0094	0,0098	0,01	0,0101	0,0102	0,0104	0,0106	0,00108	0,0110	0,0112	0,0113
a_{13}	a_{14}	a_{15}	a_{16}	a_{17}	a_{18}	a_{19}	a_{20}	a_{21}	a_{22}	a_{23}	a_{24}
0,0114	0,0116	0,0118	0,0120	0,0121	0,0122	0,0123	0,0125	0,0126	0,0127	0,0129	0,0130
a_{25}	a_{26}	a_{27}	a_{28}	a_{29}	a_{30}	a_{31}	a_{32}	a_{33}	a_{34}	a_{35}	a_{36}
0,0131	0,0132	0,0134	0,0136	0,0138	0,0140	0,0141	0,0143	0,0145	0,0146	0,0148	0,0150
a_{37}	a_{38}	a_{39}	a_{40}	a_{41}	a_{42}	a_{43}	a_{44}	a_{45}	a_{46}	a_{47}	a_{48}
0,0152	0,0153	0,0155	0,0157	0,0159	0,0161	0.0163	0,0164	0,0166	0,0167	0,0169	0,0170
a_{49}	a_{50}	a_{51}	a_{52}	a_{53}	a_{54}	a_{55}	a_{56}	a_{57}	a_{58}	a_{59}	a_{60}
0,0173	0,0175	0,0177	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0187	0,0190	0,0192	0,0195	0,0197

* Supraînălțarea este măsurată în milimetri.

— înălţimea dintelui, alegîndu-se o supraînălţare arbitrară cu valori cuprinse între $a = (0{,}03 - 0{,}05)$ mm, cu relaţia [2]:

$$h \geqslant 1{,}13\sqrt{K_1 aL}, \tag{19}$$

în care K_1 este un coeficient ce depinde de materialul piesei şi mărimea supraînălţării;

— diametrul minim al miezului broşei este dat de relaţia:

$$d = 2R_0 - 2h; \tag{20}$$

— forţa totală de broşare maximă admisibilă din punct de vedere al rezistenţei broşei:

$$P = \frac{\pi d^2}{4}\sigma_a, \tag{21}$$

$\sigma_a \leqslant 30$ kgf/mm^2 pentru oţeluri rapide în cazul broşelor ce lucrează prin tragere (în cazul broşelor ce lucrează prin împingere, σ_a poate fi mărit cu 50% [2]);

— forţa parţială de broşare P^* (pe un dinte şi pe un vîrf al poligonului):

$$P^* = \frac{P}{i\times j} = \frac{\pi d^2\sigma_a}{4\times i\times j}, \tag{22}$$

în care j reprezintă numărul de vîrfuri ale poligonului regulat.

În continuare se determină raportul $\frac{P^*}{R_0}$ cu ajutorul căruia se găsesc supraînălţările căutate. Se fac determinări de supraînălţări pînă cînd supraînălţarea unui dinte devine egală cu valoarea limită admisibilă (criteriul de calitate a suprafeţei); din acel moment toate supraînălţările devin constante.

După determinarea supraînălţărilor $a_1, a_2 \ldots a_i$ se face verificarea golului dintelui pentru primul dinte şi pentru ultimii dinţi (la care supraînălţarea are valoarea cea mai mare), ţinînd seamă de relaţia [2]:

$$K_2 = \frac{S_b}{S_a} = (3 - 6),$$

în care:

S_b este aria secţiunii golului dintelui;

S_a — aria secţiunii aşchiei;

$S_a = L \times a_i$;

$S_b \cong \pi r^2 = \pi\left(\frac{h}{2}\right)^2 = 0{,}79\,\mathrm{h}^2$ [2].

Dacă această verificare nu este satisfăcută, către sfîrşitul broşei se poate mări adîncimea dintelui broşei.

Celelalte elemente ale broşei, cum sînt unghiurile de aşchiere α, γ, lungimea cozii, lungimea părţii de ghidare din faţă sau din spate, elementele părţii de calibrare, se determină după datele recomandate de literatura tehnică de specialitate; pentru dinţii care au lungimea mare se prevăd canale de rupere a aşchiei (în special la primii dinţi aşchietori).

Pentru comparaţie a fost făcut calculul de proiectare a unei broşe pentru o gaură pătrată, prin metoda clasică şi prin metoda propusă de autor. Exemplul de calcul a fost făcut pentru următorul caz particular: o gaură pătrată ($\alpha = 90°$), lungimea de broşat $L = 30$ mm, $R = 20$ mm, material OLC 60.

Efectuînd calculul după metoda clasică, broşa are următoarele mărimi caracteristice:

pasul dinţilor $m = 8$ mm;
numărul de dinţi $z = 87$ dinţi;
lungimea părţii active $l'_a = m(z - 1) = 8(87 - 1) = 688$ mm.

Efectuînd calculul după metoda propusă de autor, broşa are următoarele mărimi caracteristice:

pasul dinţilor $m = 8$ mm;
numărul de dinţi $z = 71$ dinţi;
lungimea părţii active $l''_a = m(z - 1) = 8(71 - 1) = 560$ mm.

Deci broşa proiectată prin metoda propusă de autor are mai puţin cu 16 dinţi decît în primul caz, adică este mai scurtă cu $l_a = l'_a - l''_a = 688 - 560 = 128$ mm.

Concluzii. Din cele expuse se poate trage concluzia că proiectarea părţii active a unei broşe prin metoda propusă duce la:

— un număr de dinţi minim ai ei şi deci o lungime minimă;

— micşorarea costului broşei datorită scurtării ei, atît prin economisirea de material, cît şi prin economisirea de manoperă;

— prin scurtarea broşei, tratamentul termic al ei se va face mult mai uşor, riscurile fiind minime;

— uniformizarea procesului de aşchiere prin păstrarea constantă (între anumite limite) a forţei de broşare.

Pentru uşurinţa construcţiei broşei, supraînălţarea dinţilor se va păstra constantă pe grupe de dinţi, mărimea ei fiind calculată pe o bază teoretică. În felul acesta, broşa va fi încărcată raţional şi numărul de dinţi ai ei va fi minimul posibil.

Numărul grupelor de supraînălţare constantă se va putea determina ţinînd seamă de scăderea relativă a forţei de aşchiere de la mărimea pe care o are la începutul grupei şi la sfîrşitul ei. În felul acesta, forţa de broşare nu va fi constantă, ci va varia între anumite limite, limite ce pot fi uşor de controlat.

---

[1] *Duca, Z.* Aşchierea metalelor, vol. I şi II.
[2] *Lăzărescu, I.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare.
[3] *Eremin, E. F.* Protiaghivanie. Moscova, Maşghiz, 1950.

CZ 621.941.24.014.5.003

Determinarea turației economice la strunjirea prin copiere a arborilor în trepte

ALEXANDRU EPUREANU și EMIL CONSTANTIN

Procedeul de prelucrare prin copiere își găsește o tot mai largă aplicare în tehnica actuală. Din această cauză asigurarea economicității acestui procedeu are o importanță din ce în ce mai mare.

Particularitatea strunjirii prin copiere constă în faptul că în timpul prelucrării nu este posibilă variația turației piesei în funcție de diametru (decît la mașini speciale) pentru a asigura viteza economică în toate regiunile piesei. Astfel, majoritatea porțiunilor sînt prelucrate cu o viteză mai mult sau mai puțin diferită de viteza economică — viteza care asigură prețul de cost minim — sau de viteza optimă care asigură o productivitate maximă.

Se pune deci problema precizării acelei turații care determină creșteri minime de preț de cost sau pierderi minime de productivitate.

În cele ce urmează se urmărește determinarea a două turații : una economică — care asigură creșteri minime de preț de cost — și alta optimă — care asigură pierderi minime de productivitate. Pentru aceasta se consideră piesa în trepte de diametre D_i și lungimi l_i (fig. 1), care urmează să fie prelucrată prin copiere pe strung.

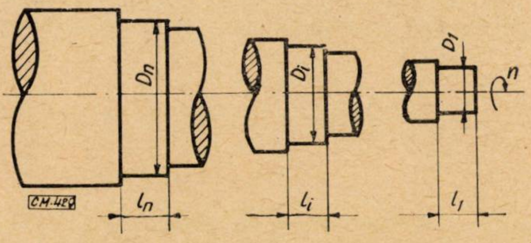


Fig. 1

Ținînd seamă de faptul că piesa se rotește cu aceeași turație la prelucrarea tuturor treptelor, fiecărei trepte îi va corespunde o viteză $v_i = \frac{\pi D_i n}{1\,000}$, iar fiecărei viteze îi va corespunde o durabilitate dată de relația :

$$T_i = \frac{C}{v_i^{\frac{1}{m}}}.$$

Această durabilitate corespunde deci cazului în care arborele ar avea în întregime diametrul D_i și ar fi prelucrat cu viteza v_i.

În continuare se determină expresia prețului de cost al prelucrării, considerînd numai componentele manoperă și sculă, restul componentelor fiind constante.

Costul specific c (costul prelucrării raportat la volumul de așchii detașate) este dat de relația :

$$c = \frac{C_m + C_s + C_c}{V} = c_m + c_s + c_c, \tag{1}$$

în care :

C_m, C_s reprezintă costul manoperei, respectiv al sculei, la detașarea volumului V de așchii ;
c_m, c_s — costul specific al manoperei, respectiv al sculei ;
C_c, c_c — componenta constantă a prețului de cost, respectiv costul specific constant.

Exprimînd fiecare componentă în funcție de parametrii regimului de așchiere, rezultă :

$$c_m = 10^3 \frac{(\alpha \tau_b + \tau_a) S_1}{v s t \tau_b}, \text{ lei/dm}^2; \tag{2}$$

$$c_s = 10^3 \frac{C_{os} + N \tau_{asc} S_2}{v s t \tau_b}, \text{ lei/dm}^2, \tag{3}$$

$$\tau_b = (N + 1) T, \tag{4}$$

în care :

τ_b este timpul de bază, min ;
α — coeficient care ține seamă de timpii auxiliari ;
N — numărul de reascuțiri posibile la scula considerată ;
T — durabilitatea sculei, min ;
τ_a — timpul auxiliar pentru schimbarea și reglarea sculei, min :

$$\tau_a = (N + 1) \tau_{sch} ; \tag{5}$$

S_1 — salariul lucrătorului, lei/min ;
v — viteza de așchiere, m/min ;
s — avansul, mm/rot ;
t — adîncimea de așchiere, mm ;
C_s — costul inițial al sculei, lei ;
τ_{asc} — timpul necesar pentru o reascuțire, min ;
S_2 — salariul ascuțitorului, lei/min.

Ținînd seamă de relațiile (2), (3), (4), (5), expresia (1) devine :

$$c = 10^3 \frac{(N+1)(\alpha T + \tau_{asc}) S_1 + C_{0s} + N \tau_{asc} S_2}{v s t (N + 1) T} + c_c. \tag{6}$$

Dar :

$$v = \frac{C^m}{T^m}, \tag{7}$$

în care C și m sînt niște constante.

Înlocuind (7) în (6), se obţine :

$$c = 10^3 \frac{(N+1)(\alpha T + \tau_{sch}) S_1 + C_{0s} + N\tau_{asc} S_2}{C^m T^{-m} st (N+1) T} + c_c ;$$

$$c = A_1 T^m + A_2 T^{m-1} + c_c , \qquad (8)$$

în care :

$$A_1 = 10^3 \frac{S_1 \alpha}{c^m st} ; \; A_2 = 10^3 \frac{(N+1)\tau_{sch} S_1 + C_{0s} + N\tau_{asc} S_2}{C^m st(N+1)} , \qquad (9)$$

Derivînd expresia (8) se găseşte costul specific minim :

$$\frac{dc}{dT} = mA_1 T^{m-1} + (m-1) A_2 T^{m-2} ;$$

$$mA_1 T^{m-1} + (m-1) A_2 T^{m-2} = 0,$$

de unde rezultă durabilitatea economică T_{ec} :

$$T_{ec} = \frac{1-m}{m} \cdot \frac{A_2}{A_1} .$$

Considerînd durabilitatea sculei T_i corespunzătoare vitezei ce se obţine la diametrul D_i cînd piesa se roteşte cu turaţia n constantă pentru toate treptele, costul specific c_i al prelucrării tronsonului cu diametrul D_i va fi :

$$c_i = A_1 T_i^m + A_2 T_i^{m-1} + c_c . \qquad (8')$$

l_i — lungimea tronsonului i, mm ;
n — turaţia constantă pentru toate treptele arborelui, rot/min.

Înlocuind (8'), (11) şi (12) în (10) se obţine :

$$\Delta C = \frac{\sum (A_1 T_i^m + A_2 T_i^{m-1} + c_c - c'_{min} - c_c) v_i st \frac{l_i}{sn}}{\sum v_i \, st \frac{l_i}{sn}} , \qquad (13)$$

în care :

$$c'_{min} + c_c = c_{min} .$$

Ţinînd seamă de relaţiile $v_i = \frac{\pi D_i n}{1\,000}$ şi $T_i = \frac{C}{v_i^{\frac{1}{m}}}$, relaţia (13) devine :

$$\Delta C = \frac{\sum \left(A_1 \frac{1\,000 \, C^m}{\pi D_i n} + A_2 \frac{C^{m-1} 1\,000^{\frac{m-1}{m}}}{(\pi D_i n)^{\frac{m-1}{m}}} - c'_{min} \right) D_i l_i}{\sum D_i l_i} . \qquad (14)$$

Determinînd minimul expresiei (14) se găseşte o turaţie economică la preţul de cost minim al prelucrării :

$$\frac{d(\Delta C)}{dn} = \frac{\sum \left[A_1 \frac{C^m 1\,000}{\pi D_i} \left(-\frac{1}{n^2} \right) + \frac{1-m}{m} A_2 \frac{C^{m-1} 1\,000^{\frac{m-1}{m}}}{(\pi D_i)^{\frac{m-1}{m}}} n^{\frac{1-2m}{m}} \right] D_i l_i}{\sum D_i l_i} = 0 ;$$

Costul specific c al întregii prelucrări se poate scrie ca o medie ponderată a costurilor specifice elementare c_i considerînd volumul de aşchii scos de pe fiecare tronson.

Acelaşi lucru se poate spune şi despre diferenţa dintre costul specific şi costul specific al prelucrării în cazul cînd se lucrează cu viteza economică pe toate tronsoanele (c_{min}) :

$$\Delta C = \frac{\sum (c_i - c_{min}) V_i}{\sum V_i} , \qquad (10)$$

în care :

$$c_{min} = A_1 T_{ec}^m + A_2 T_{ec}^{m-1} + c_c$$

sau :

$$c_{min} = c'_{min} + c_c ,$$

$$c'_{min} = A_1 T_{ec}^m + A_2 T_{ec}^{m-1} ;$$

unde :

V_i este volumul de aşchii îndepărtat de pe tronsonul i :

$$V_i = v_i \, st \, \tau_{bi} ; \qquad (11)$$

τ_{bi} — timpul de bază al prelucrării tronsonului i, min :

$$\tau_{bi} = \frac{l_i}{sn} ; \qquad (12)$$

$$\frac{1-m}{m} \frac{A_2}{C} n^{\frac{1}{m}} \sum \left(\frac{\pi D_i}{1\,000} \right)^{\frac{1}{m}} l_i - A_1 \sum l_i = 0 ;$$

$$n_{ec} = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{m}{m-1} C \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1\,000}{\pi} \right)^{\frac{1}{m}} \frac{\sum l_i}{\sum D_i^{\frac{1}{m}} l_i}} ;$$

dar :

$$\frac{A_2}{A_1} \frac{1-m}{m} = T_{ec}$$

şi deci :

$$n_{ec} = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{1}{T_{ec}} C \left(\frac{1\,000}{\pi} \right)^{\frac{1}{m}} \frac{\sum l_i}{\sum D_i^{\frac{1}{m}} l_i}} ;$$

$$n_{ec} = \frac{C^m}{T_{ec}^m} \frac{1\,000}{\pi} \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{\sum l_i}{\sum D_i^{\frac{1}{m}} l_i}} . \qquad (15)$$

Această turaţie economică s-ar putea obţine şi în cazul cînd piesa de prelucrat ar fi un arbore de diametru D_{ech} :

$$n_{ec} = \frac{1\,000 \, v_{ec}}{\pi D_{ech}} = \frac{1\,000}{\pi D_{ech}} \cdot \frac{C^m}{T_{ec}^m} , \qquad (16)$$

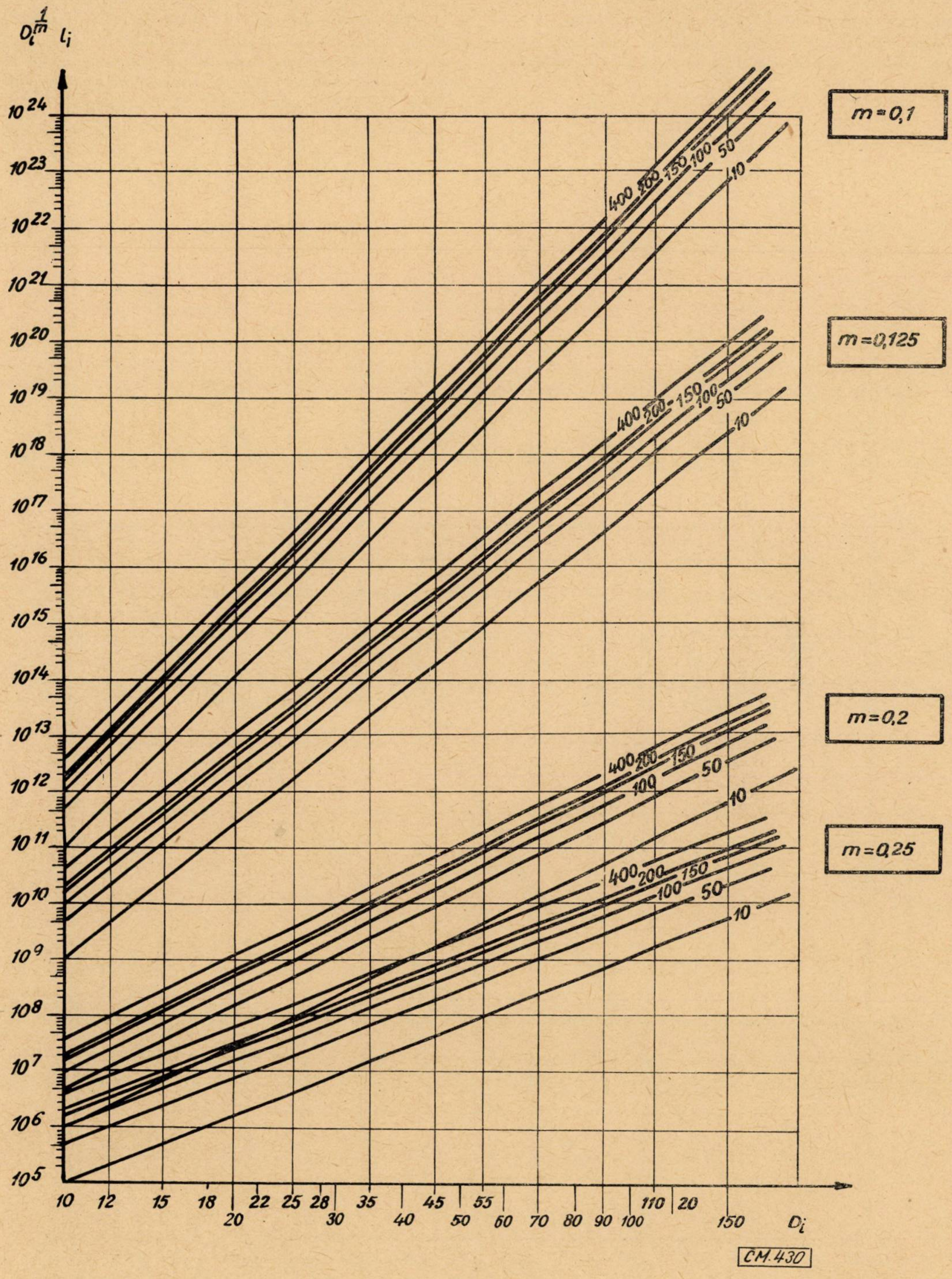

$O_i^{\frac{1}{m}} l_i$
10^{24}
10^{23}
10^{22}
10^{21}
10^{20}
10^{19}
10^{18}
10^{17}
10^{16}
10^{15}
10^{14}
10^{13}
10^{12}
10^{11}
10^{10}
10^{9}
10^{8}
10^{7}
10^{6}
10^{5}
m=0,1
400 200 150 100 50 10
m=0,125
400 200 150 100 50 10
m=0,2
400 200 150 100 50 10
m=0,25
400 200 150 100 50 10
10 12 15 18 20 22 25 28 30 35 40 45 50 55 60 70 80 90 100 110 120 150
D_i
CM.430

Fig. 2

în care v_{ec} este viteza de aşchiere calculată conform indicaţiilor din teoria aşchierii.

Egalînd (15) cu (16) se obţine expresia diametrului echivalent pentru arborele în trepte :

$$D_{ech} = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{\sum D_i^{\frac{1}{m}} l_i}{\sum l_i}} . \qquad (17)$$

De aici rezultă că în cazul unui arbore în trepte se calculează cu relaţia (17) diametrul echivalent care, înlocuit în relaţia (16), permite să se determine turaţia economică cu care trebuie prelucrat arborele respectiv, astfel încît costul întregii prelucrări să fie minim.

În figurile 2 şi 3 se prezintă nomograma pentru calculul diametrului echivalent.

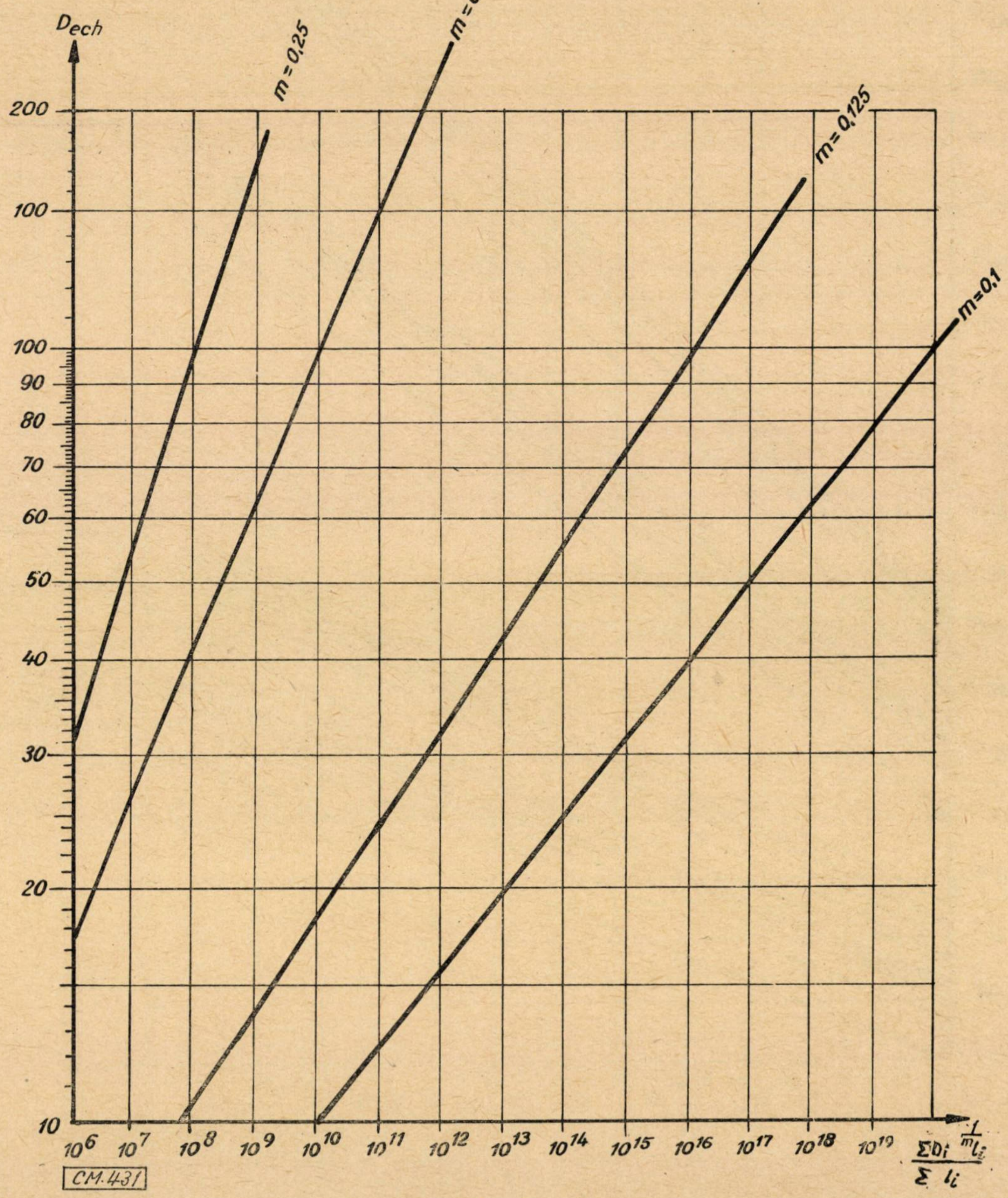


Fig. 3

Pentru determinarea turaţiei optime se exprimă productivitatea muncii prin timpul necesar detaşării unui dm³ de aşchii τ_s, min/dm³.
Expresia timpului specific este :

$$\tau_s = \frac{\tau}{V} = 10^3 \frac{T\alpha + \tau_{sch} + \tau_{asc}}{v\, s\, t\, T}, \tag{18}$$

în care V este volumul de aşchii detaşat în timpul perioadei de durabilitate, dm³.

Timpul specific mai poate fi pus sub forma :

$$\tau_s = \frac{\alpha T + B_2}{v\, T\, B_1}, \tag{19}$$

în care :

$$B_1 = \frac{st}{1\,000}; \quad B_2 = \tau_{sch} + \tau_{asc}.$$

Dar :

$$v = \frac{C^m}{T^m}$$

şi deci :

$$\tau_s = \frac{\alpha T + B_2}{C^m\, T^{1-m}\, B_1}. \tag{20}$$

Căutînd timpul specific minim, se găseşte durabilitatea pentru care productivitatea este maximă :

$$\frac{\mathrm{d}\tau_s}{d\,T} = \frac{1}{C^m\, B_1} \cdot \frac{\alpha T^{1-m} - (1-m)\, T^{-m}\, (\alpha T + B_2)}{T^{2-2m}}; \tag{21}$$

$$\frac{\mathrm{d}\tau_s}{\mathrm{d}\,T} = 0; \quad \alpha T^{1-m} - (1-m)\, \alpha T^{1-m} -$$

$$- (1-m)\, B_2\, T^{-m} = 0;$$

$$\alpha T m - (1-m)\, B_2 = 0,$$

de unde rezultă :

$$T_{0p} = \frac{1-m}{m} \frac{B_2}{\alpha}. \tag{22}$$

Timpul specific τ_{si} la prelucrarea unei trepte de diametrul D_i cu viteza v_i, durabilitatea cuţitului fiind T_i, este :

$$\tau_{si} = \frac{\alpha T_i + B_2}{v_i\, T_i\, B_1}. \tag{23}$$

Cunoscînd că $v_i = \frac{\pi D_i\, n}{1\,000}$ şi $T_i = \frac{C}{v_i^{\frac{1}{m}}}$, rezultă :

$$T_i = \frac{C}{\left(\frac{\pi D_i\, n}{1\,000}\right)^{\frac{1}{m}}},$$

iar expresia (23) devine :

$$\tau_{si} = \frac{\alpha C + B_2 \left(\frac{\pi D_i\, n}{1\,000}\right)^{\frac{1}{m}}}{\frac{\pi D_i\, n}{1\,000}\, C B_1} = \frac{B_3 + B_4 D_i^{\frac{1}{m}}\, n^{\frac{1}{m}}}{B_5\, D_i\, n}, \tag{24}$$

în care :

$$B_3 = \alpha C; \quad B_4 = B_2 \left(\frac{\pi}{1\,000}\right)^{\frac{1}{m}}; \quad B_5 = \frac{\pi}{1\,000} C B_1. \tag{25}$$

Timpul specific mediu pentru întreaga piesă este o medie ponderată a timpilor specifici elementari τ_{si}, considerînd volumul de aşchii detaşat de pe fiecare tronson.

Acelaşi lucru se poate spune şi despre diferenţele dintre timpii specifici ai fiecărui tronson şi timpul specific minim determinat de relaţia (19), în care durabilitatea va fi cea optimă determinată cu expresia (22).

Pierderea medie de timp specific $\Delta \tau_s$ este deci :

$$\Delta \tau_s = \frac{\sum \left(\frac{B_3 + B_4\, D_i^{\frac{1}{m}}\, n^{\frac{1}{m}}}{B_5\, D_i\, n} - \tau_{s\,min} \right) V_i}{\sum V_i}, \tag{26}$$

sau, înlocuind (11) şi (12) în (26) :

$$\Delta \tau_s = \frac{\sum \left(\frac{B_3 + B_4\, D_i^{\frac{1}{m}}\, n^{\frac{1}{m}}}{B_5\, D_i\, n} - \tau_{s\,min} \right) v_i\, st\, \frac{l_i}{sn}}{\sum v_i\, st\, \frac{l_i}{sn}}. \tag{27}$$

Dar : $v_i = \frac{\pi D_i\, n}{1\,000}$ şi deci :

$$\Delta \tau_s = \frac{\sum \left(\frac{B_3 + B_4\, D_i^{\frac{1}{m}}\, n^{\frac{1}{m}}}{B_5\, D_i\, n} - \tau_{s\,min} \right) D_i\, l_i}{\sum D_i\, l_i}. \tag{28}$$

Căutînd pierderea de timp specific minimă, se găseşte turaţia respectivă :

$$\frac{\mathrm{d}\,(\Delta \tau_s)}{\mathrm{d}n} =$$

$$= \frac{\sum \frac{\frac{1}{m}\, B_4 D_i^{\frac{1}{m}}\, n^{\frac{1}{m}-1}\, B_5\, D_i n - B_5 D_i\, (B_3 + B_4\, D_i^{\frac{1}{m}}\, n^{\frac{1}{m}})}{(B_5\, D_i\, n)^2} D_i\, l_i}{\sum D_i\, l_i}; \tag{29}$$

$$\frac{\mathrm{d}\,(\Delta \tau_s)}{\mathrm{d}n} = 0; \quad \sum \left[B_4\, D_i^{\frac{1}{m}}\, l_i n^{\frac{1}{m}} \left(\frac{1}{m} - 1 \right) - B_3 l_i \right] = 0; \tag{30}$$

de unde :

$$n_{0p} = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{m}{1-m} \frac{B_3}{B_4} \frac{\sum l_i}{\sum D_i^{\frac{1}{m}}\, l_i}}. \tag{31}$$

Înlocuind (25) în (31) se obţine :

$$n_{0p} = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{m}{1-m}\,\frac{\alpha C}{B_2}\left(\frac{1\,000}{\pi}\right)^{\frac{1}{m}}\frac{\Sigma\, l_i}{\Sigma\, D_i^{\frac{1}{m}}\, l_i}}; \qquad (32)$$

$$n_{0p} = \frac{1\,000}{\pi}\,\frac{C^m}{T_{0p}^m}\sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{\Sigma\, l_i}{\Sigma\, D_i^{\frac{1}{m}}\, l_i}} = \frac{1\,000\ V_{0p}}{\pi D_{ech}}. \qquad (33)$$

Deci, pentru a obţine un timp specific minim se alege o turaţie corespunzătoare diametrului echivalent D_{ech} a cărei expresie este :

$$D_{ech} = \sqrt[\frac{1}{m}]{\frac{\Sigma\, D_i^{\frac{1}{m}}\, l_i}{\Sigma\, l_i}}. \qquad (34)$$

Se observă că expresiile diametrului echivalent în cele două cazuri sînt identice. Turaţia economică diferă totuşi de turaţia optimă, deşi se calculează cu acelaşi diametru echivalent, din cauza faptului că viteza economică diferă de cea optimă.

$$n_{ec} = \frac{1000\, V_{ec}}{\pi D_{ech}}; \quad n_{0p} = \frac{1\,000\ V_{0p}}{\pi D_{ech}}. \qquad (35)$$

În continuare se prezintă ca exemplu rezultatele calculului pentru un ax prelucrat prin copiere, ale cărui dimensiuni sînt cele din tabela 1.

Tabela 1

d_i, mm	38	42	45	60	90
l_i, mm	80	22	101	13	20

Diametrul echivalent rezultat din formulele (17) şi (34) are valoarea $D_{ech} = 58$ mm.

Dacă se lucrează cu turaţia corespunzătoare diametrului echivalent, rezultă o creştere a preţului de cost de 39,5% faţă de costul prelucrării în cazul cînd ar fi posibilă prelucrarea fiecărui tronson cu viteza economică.

Dacă s-ar fi ales pentru prelucrare turaţia corespunzătoare diametrului minim ($d = 38$ mm), diametrului maxim ($d = 90$ mm) sau a diametrului aparent ($d = 42$ mm), s-ar fi obţinut, faţă de turaţia corespunzătoare diametrului echivalent, o creştere a preţului de cost de 178%, 14,3% şi respectiv 31,8%.

Rezultă că, în cazul cînd se lucrează cu turaţia corespunzătoare diametrului echivalent, apare o scădere a productivităţii de 79% faţă de productivitatea obţinută la prelucrarea fiecărui tronson cu viteza optimă.

Dacă s-ar fi ales pentru prelucrarea piesei turaţia corespunzătoare diametrului minim ($d = 38$ mm), diametrului maxim ($d = 90$ mm) sau a diametrului cel mai probabil la prima vedere ($d = 42$ mm), s-ar fi obţinut, faţă de turaţia corespunzătoare diametrului echivalent, o scădere de productivitate de 575%, 223% şi, respectiv 575%.

CZ 621.914.2.025 :669.018.25

Capete de frezat armate cu plăcuţe din carburi metalice. Soluţii moderne şi economice

AUREL BĂNCILĂ

Din volumul total al prelucrărilor mecanice prin aşchiere, în industria constructoare de maşini frezarea suprafeţelor plane ocupă o parte importantă. Această pondere este şi mai mare în fabricaţia maşinilor-unelte, unde suprafeţele plane de ghidare sau de asamblare reprezintă circa 40% din totalul suprafeţelor prelucrate.

Prelucrarea prin aşchiere a suprafeţelor plane a ridicat în mod normal o serie de probleme impuse de necesitatea unei productivităţi cît mai ridicate, care sînt legate, pe de o parte, de construcţia maşinilor de frezat, iar pe de altă parte de tipul sculelor folosite.

În ceea ce priveşte problema maşinilor de frezat, aceasta a fost rezolvată în mod corespunzător prin construirea unor maşini robuste, precise şi cu largi posibilităţi de lucru (în general maşini de frezat portale).

Mai dificilă şi variată este problema sculelor de frezat, care, prin construcţia lor, au trebuit să facă faţă condiţiilor din ce în ce mai grele, impuse de necesitatea creşterii productivităţii paralel cu cerinţele de economicitate (durată mare de uzură a tăişurilor, cost redus al întreţinerii şi ascuţirii etc.).

S-au născut, ca o consecinţă firească, o serie de scule de frezat, de diferite tipuri şi construcţii, care sînt mai mult sau mai puţin avantajoase pentru diferitele genuri de produse şi prelucrări.

Alegerea tipului optim de scule trebuie făcută ţinînd seamă de toţi factorii şi de toate punctele de vedere. Astfel, dacă sînt de prelucrat piese din materiale diferite, este raţional şi economic să se folosească capete de frezat, care, cu aceeaşi formă de bază şi fixare, se pot adapta întregii game de materiale; la o producţie de masă se utilizează capete de frezat speciale pentru piesele respective.

În cazul cînd nu există o instalație corespunzătoare de ascuțire, sau dacă materialul de prelucrat provoacă ușor uzura sau ruperea tăișurilor, este indicat să se folosească capete de frezat reglabile.

În general, la un număr de 6-8 capete de frezat care trebuie ascuțite zilnic, mașina de ascuțit capete de frezat în stare montată devine rentabilă.

Materialele care formează așchii lungi (oțelul laminat, forjat și turnat) reclamă spații mai mari între dinți pentru evacuarea așchiilor, ceea ce se traduce printr-un pas mai mare de divizare, respectiv prin cuțite mai puține.

Pentru prelucrarea fontei care produce așchii scurte, situația este inversă, deci numărul cuțitelor trebuie să fie mai mare.

Alegerea diametrului capului de frezat se face în funcție de lățimea suprafeței de prelucrat. În general, diametrul capului de frezat trebuie să fie cu circa 20% mai mare decît lățimea suprafeței (tabela 1).

Tabela 1

Diametrul capului de frezat, mm	100	125	160	250	320	400
Lățimea maximă a suprafeței, mm	80	100	125	200	250	320

Dacă se prelucrează suprafețe mai late, uzura tăișurilor este sensibil mai rapidă.

Viteza de avans exprimată în mm/min se determină în funcție de numărul de cuțite ale capului de frezat și de turație :

$$u = n \times z \times s_z, \text{ mm/min,}$$

în care :

n este turația, rot/min ;
z — numărul de cuțite ;
s_z — avansul pe dinte, mm.

Valoarea lui s_z este determinată de încărcarea tăișurilor și depinde de calitatea materialului pieselor de prelucrat.

În tabela 2 sînt indicate avansurile pe dinte minim admisibile (economice).

Tabela 2

Calitatea materialului	Valoarea avansului pe dinte s_z, mm	
	frezare frontală	frezare radială
Oțel carbon obișnuit	0,08	0,16
Oțeluri slab aliate	0,10	0,16
Oțeluri înalt aliate	0,08	—
Oțel turnat	0,10	0,16
Fontă	0,10	0,16
Aliaje din metale ușoare	0,05	0,16

Valoarea lor se alege avînd în vedere realizarea unui regim optim de așchiere, cu tendința de a obține rezultate cît mai bune, deci spre avansuri cît mai mari posibile.

În privința alegerii avansului pe dinte trebuie să se țină seamă de anumite criterii. Astfel, avansul se mărește dacă : sînt de executat așchieri grele la piese bine și rigid fixate ; în cazul cînd se prelucrează materiale ușor prelucrabile sau piese cu suprafețe întrerupte ; cînd uzura pe fața de așchiere a tăișului principal crește prea repede.

Avansul se reduce dacă : nu este posibilă o fixare rigidă a piesei sau dacă se prelucrează piese cu pereți subțiri ; dacă trebuie să se prelucreze cu freze nerobuste și nerigide ; în cazul cînd trebuie să se realizeze suprafețe foarte netede ; atunci cînd tăișurile se sparg ușor sau cînd sînt de frezat canale adînci.

Viteza de așchiere este în strînsă legătură cu durabilitatea tăișurilor. Dacă valoarea vitezei de așchiere crește, durabilitatea tăișurilor scade și invers.

Aceste elemente sînt în același timp corelate cu avansul pe dinte și cu viteza de avans.

În general, se recomandă alegerea de viteze de așchiere mai mici, cuplate cu valori mărite ale avansului pe dinte. Bineînțeles, tăișul nu trebuie suprasolicitat.

În figura 1 este redată relația dintre viteza de așchiere și durabilitatea optimă a tăișurilor, exprimată în ore (între două ascuțiri), la frezarea unor piese din fontă cu duritatea medie.

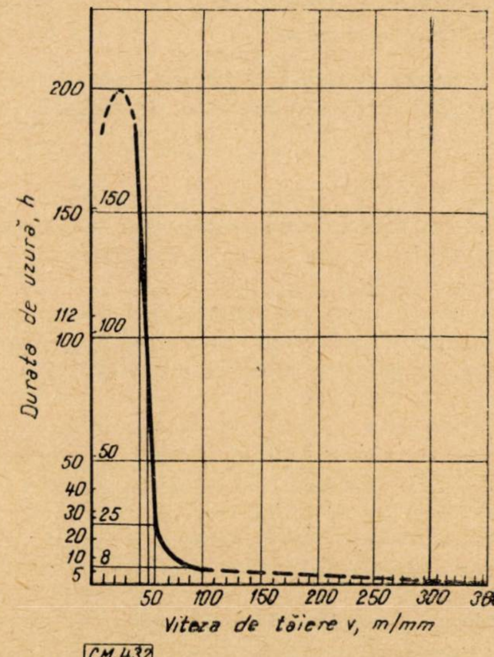


Fig. 1

Se vede că între valorile 43 și 55 m/min ale vitezei de așchiere, durabilitatea tăișului variază de la o valoare maximă utilă, 150 ore, la o valoare de 25 ore. De la 55 la 100 m/min viteză de așchiere, durabilitatea tăișului scade pînă la 7 ore. Rezultă că este rațional să se lucreze cu viteze între 43 și 50 m/min, cînd durabilitatea tăișurilor este maximă (în cazul frezării pieselor din fontă de duritate medie). Valoarea vitezei de așchiere trebuie adaptată în funcție de materialul tăișului și al piesei.

Astfel, se lucrează cu viteze mai mari dacă : trebuie realizate suprafețe foarte netede, adică la toate operațiile de frezare-finisare și de frezare fină sau dacă trebuie frezate piese care se prelucrează bine (formă favorabilă, material ușor așchiabil).

Se lucrează cu viteze de tăiere mai mici în cazul cînd materialul pieselor de prelucrat este relativ dur, respectiv stratul exterior are acțiune puternic abrazivă (de uzură rapidă) a tăișurilor, cînd sînt de executat lucrări de așchiere grea sau dacă uzura tăișului crește prea repede.

Adîncimea de așchiere maximă realizată depinde de puterea și rigiditatea mașinii și rigiditatea piesei.

În practică, ea este de cele mai multe ori în funcție de adaosul de prelucrare și este limitată de lungimea tăișului principal.

Se recomandă următoarele adîncimi de așchiere :

— netezire lată	0,05—0,10 mm ;
— frezare fină	0,3—0,5 mm ;
— finisare	0,4—1,4 mm ;
— degroșare normală pînă la	10 mm ;
— așchiere grea pînă la	20 mm .

Din avansul pe dinte s_z și adîncimea de așchiere a rezultă secțiunea maximă de așchiere :

$$F = a \times s_z, \text{ mm}^2.$$

Materialul plăcuțelor are o deosebită importanță în obținerea unei prelucrări cu viteze de așchiere ridicate, avans pe dinte mărit și o durabilitate maximă.

Aproape în mod exclusiv capetele de frezat sînt construite cu plăcuțe din carburi metalice ; foarte rar se folosesc plăcuțe din materiale ceramice.

Plăcuțele din carburi metalice se deosebesc între ele prin rezistența la uzură și tenacitate (rezistență la spargere) a tăișului. Aceste două caracteristici fiind opuse, fiecare calitate de plăcuțe trebuie aleasă după scopul urmărit, avînd în vedere relația dintre rezistența la uzură și tenacitate.

Plăcuțele se împart în trei grupe, și anume :

— grupa pentru prelucrarea materialelor cu așchie lungă (oțel, oțel turnat etc.) ; din această grupă fac parte aliajele cu carbură de wolfram, carbură de titan, carbură de tantal, cobalt ;

— grupa mixtă pentru prelucrarea materialelor și cu așchii lungi și cu așchii scurte ; aliajele dure din această grupă conțin, de asemenea, carbură de titan și carbură de tantal ;

— grupa pentru prelucrarea materialelor cu așchii scurte (fontă), ca și pentru prelucrarea aliajelor de cupru și metale ușoare, sticlă, materiale sintetice, lemn și piatră (în principal carbură de wolfram și cobalt).

Fiecare producător de scule utilizează plăcuțe din aliaj dur de calitate corespunzătoare, dedusă din experiența cîștigată pe perioade lungi.

Ascuțirea tăișurilor plăcuțelor din carburi metalice constituie una dintre problemele de primă importanță în construcția și folosirea capetelor de frezat.

Pentru operațiile de ascuțire normală, fără condiții ridicate de netezime, se utilizează discurile abrazive de carbură de siliciu. În cazul plăcuțelor de aliaj dur se folosesc duritățile F și J pentru a evita formarea rizurilor de rectificare.

Ca viteză de așchiere a pietrei abrazive se recomandă : $v_s = 18—22$ m/s la ascuțirea rotundă pe exterior, fără lichid de răcire.

Pentru ascuțirea fină și de precizie și pentru suprafinisarea suprafețelor tăietoare se utilizează pietrele cu praf de diamant. Randamentul acestor discuri este considerabil mai mare decît al celor din carbură de siliciu.

Presiunea de apăsare la ascuțire este mică (1 kgf/cm²) și din această cauză pericolul fisurării plăcuțelor este foarte redus.

Durata între ascuțiri consecutive, în cazul folosirii discurilor cu diamant, este de aproximativ de două ori mai mare decît în cazul discurilor din carbură de siliciu.

Ascuțirea se poate face fie uscat, fie umed, cu răcire abundentă.

Se recomandă următoarele viteze de tăiere : — la ascuțire umedă cu liant din bronz $v_s = 12—18$ m/s, iar cu liant sintetic $v_s = 18—22$ m/s ; pentru ascuțirea uscată cu liant din bronz $v_s = 8—12$ m/s, iar cu liant sintetic $v_s = 12—18$ m/s.

1. *Soluții constructive pentru capete de frezat*

După construcție și mod de ascuțire, capetele de frezat se împart în trei categorii : capete de frezat fixe, care pot fi ascuțite numai în stare montată (plăcuțele din aliaj dur sînt fixate prin lipire pe corpul cuțitelor, iar acestea sînt montate în capul de frezat prin împănare sau strîngere cu șuruburi) ; capete de frezat mixte, cu plăcuțe fixate prin lipire pe corpul cuțitelor și care pot fi ascuțite și în stare montată și separat ; capete de frezat reglabile, cu plăcuțele fixate direct în capul de frezat sau fixate în corpul cuțitelor, mecanic sau prin lipire (ascuțirea lor se face numai separat).

În continuare, din fiecare grupă se prezintă tipurile mai mult utilizate și soluțiile mai moderne și de mare productivitate, subliniind avantajele și dezavantajele lor.

1.1. *Capete de frezat cu cuțitele fixate prin pene și șuruburi.* Această construcție este prezentată în figura 2.

Pana se strînge cu șuruburi cu cap cilindric și prin forma ei ușor conică (5°) fixează cuțitul în corpul capului de frezat.

Soluția prezintă următoarele dezavantaje: corpul capului de frezat se distruge după un număr mai mare de înșurubări și deșurubări și trebuie să fie înlocuit, mărind astfel cheltuielile; ascuțirea cuțitelor făcîndu-se numai în stare montată, este necesară o mașină de ascuțit specială.

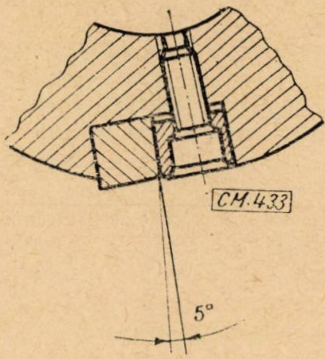


Fig. 2

Soluția prezintă și avantaje, realizînd o fixare sigură și rigidă, iar execuția capetelor de frezat fiind ușor de realizat.

În forma prezentată, fără posibilitatea de reglare a cuțitelor în corpul capului de frezat, soluția este învechită, fiind, în general, abandonată (eventual îmbunătățită).

În țară se folosește încă pe scară destul de mare, și anume la: U.C.M. Reșița, F.M.U.A.B., Înfrățirea-Oradea etc.

Din tipurile folosite în străinătate se menționează construcția Walter, prezentată în figura 3.

1.2. *Capete de frezat cu cuțitele fixate prin pene conice duble* (*sistem Walter*). Aceasta este construcția cea mai nouă și avantajoasă pentru capetele de frezat fixe (fig.4).

Cuțitele se introduc în corpul capului de frezat împreună cu o pană dublă, pe trei suprafețe de contact. Părțile laterale ale penei sînt conice, locașurile din corpul capului de frezat fiind, de asemenea, conice (fig.5).

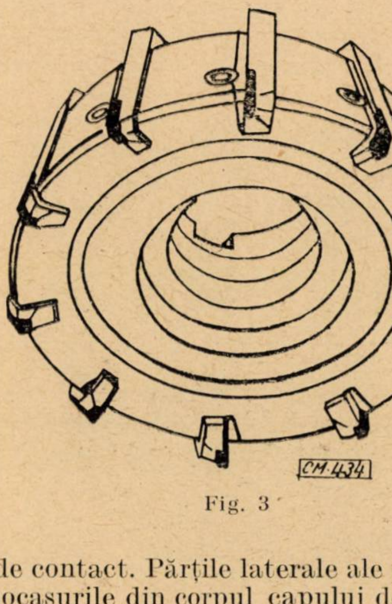


Fig. 3

Fixarea cuțitelor se face prin strîngerea șuruburilor care transmit o forță verticală asupra cuțitului și o reacțiune verticală asupra penei; aceasta se împănează în locaș și fixează lateral cuțitul.

În figura 5,*a* este arătat cuțitul și pana în stare strînsă, iar în figura 5,*b*, în stare slăbită (șuruburile slăbite).

În acest fel se realizează o fixare sigură și rigidă.

Soluția prezintă următoarele avantaje:

— construcție sigură și robustă;

— prin folosirea penelor conice duble se evită înșurubarea în corpul capului de frezat și deci uzura acestuia (practic, corpul capului de frezat nu se uzează, ci numai șuruburile și penele care sînt confecționate din oțel de calitate ridicată și deci rezistă timp îndelungat);

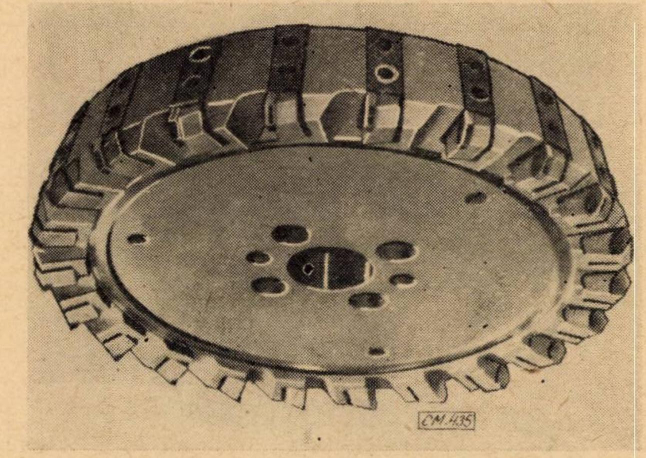


Fig. 4

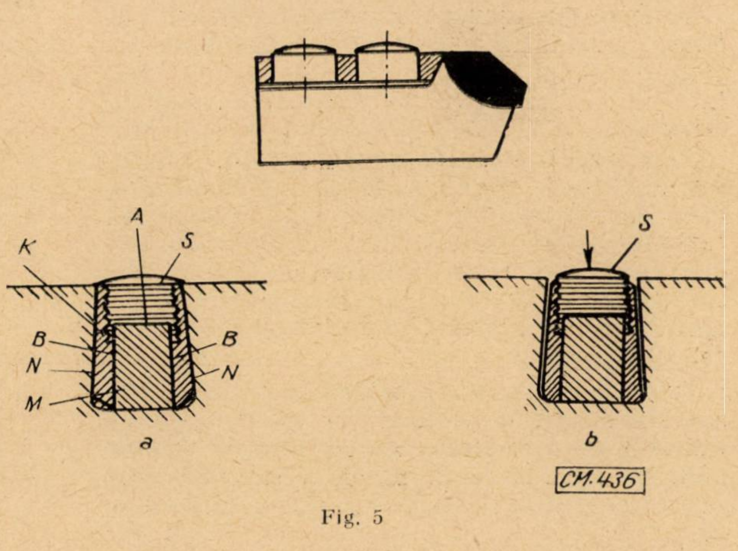


Fig. 5

— construcție ușor de realizat și de întreținut;

—permite realizarea frezării fine a suprafețelor plane.

1.3. *Capete frezate reglabile cu cuțite duble* (*tip Impero*). Această construcție, care constituie un brevet (Piacenza—Italia), este prezentată în figura 6.

Capul de frezat este compus din corpul propriu-zis, forjat, pe periferia căruia sînt fixate — prin buloane de strîngere — cuțitele de frezat universale, orientabile, cu profil dublu, armate cu plăcuțe din carburi metalice. Plăcuțele sînt fixate prin lipire.

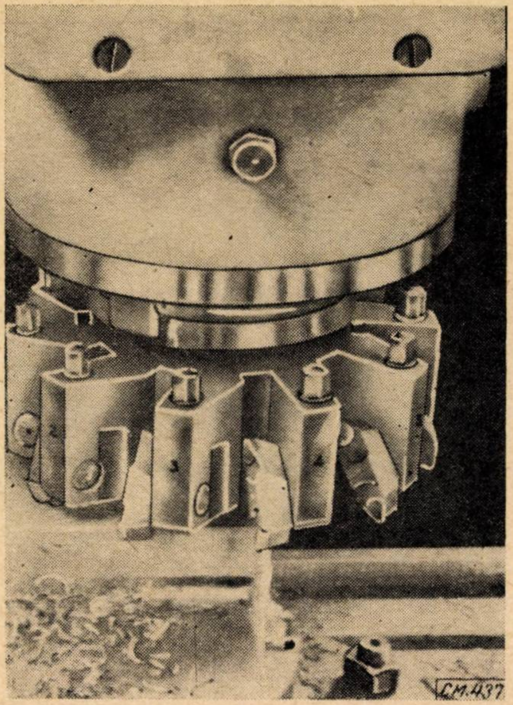


Fig. 6

Cuțitele sînt prevăzute cu cepuri cilindrice de fixare, care intră în locașurile tangențiale din corpul capului de frezat. Ele se pot roti deci în jurul acestor cepuri de fixare , dînd posibilitatea ca tăișurile să fie plasate în poziția dorită.

Principiul brevetului Impero constă în reglarea cuțitelor în trepte, astfel că adîncimea stratului de frezat este repartizată uniform pe toate tăișurile. Ultimul cuțit, ascuțit după o geometrie specială pentru finisare, se găsește plasat la același nivel cu penultimul și deci nu are decît rolul de netezire a suprafeței frezate de celelalte cuțite.

Prin acest sistem de așchiere în trepte a grosimii stratului de prelucrat se realizează posibilitatea de a se freza, dintr-o singură trecere, adîncimi mari de pe mașini de frezat mai puțin puternice și robuste ; așchierea se face fără vibrații.

Grosimea maximă a stratului frezat cu aceste scule este de 10 mm ; în mod economic însă se lucrează cu adîncimi de 5 mm.

Ordinea de diferențiere a poziției tăișurilor este continuă (unul după altul).

Reglarea cuțitelor se face cu ajutorul unui dispozitiv special, destul de simplu. Acest dispozitiv stabilește poziția tăișurilor cuțitelor printr-o cală acționată de un șurub micrometric. O rotație completă a șurubului micrometric corespunde la o deplasare de 1 mm a calei.

În cazul cînd tăișurile unui cuțit sînt uzate, cuțitul se rotește și se pune în lucru a doua plăcuță din aliaj dur, fără o pierdere mare de timp și cu manipulări simple.

Cuțitele se ascut separat pe mașini universale de ascuțit și se verifică cu un suport special.

Capetele de frezat considerate prezintă următoarele avantaje : reglarea simplă și rapidă a cuțitelor ; posibilitatea frezării dintr-o singură trecere a unor adîncimi mari (5 — 10 mm) fără vibrații, pe mașini de frezat de putere mai mică și mai puțin robuste ; înlocuirea rapidă a cuțitelor sau plăcuțelor uzate ; eliminarea necesității ascuțirii în stare montată, deci a unei mașini de ascuțit speciale ; preț scăzut de achiziționare și întreținere.

Ca dezavantaje se pot enumera : frezarea cu viteze de așchiere și avansuri (mm/min) sub nivelul celorlalte tipuri de capete (circa 30% față de performanțele realizate de celelalte tipuri) ; nu permit realizarea frezării fine.

1.4. *Capete de frezat cu plăcuțe din aliaj dur fixate mecanic* (*tip Esadex — Unidex*). Construcția constituie obiectul unui brevet (Fimar — Italia) și este prezentată în figura 7.

Capul de frezat este compus dintr-un corp cilindric masiv, prevăzut pe una din suprafețele laterale cu locașuri pentru montarea plăcuțelor.

Suprafețele de așezare ale plăcuțelor sînt rectificate cu mare precizie astfel încît să se găsească în același plan perpendicular pe axa alezajului de fixare în axul mașinii. Fixarea plăcuțelor se face cu ajutorul unor cale de secțiune pătrată sau hexagonală, strînse cu șuruburi cu cap conic. Frontal, fixarea se realizează cu o placă inelară, rectificată.

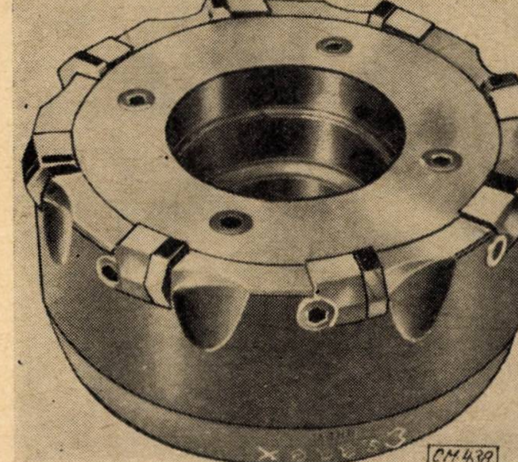


Fig. 7

Plăcuțele din aliaj dur sînt de formă hexagonală pentru capetele de diametre pînă la 250 mm și de formă pătrată pentru capetele de diametre mai mari. Ele sînt ascuțite separat pe mașini speciale, realizîndu-se dimensiunile cu mare precizie.

Fiecare muchie a plăcuței constituie un tăiș. Atunci cînd o muchie tăietoare se uzează, plăcuța se rotește, astfel încît toate cele 6, respectiv 4 muchii, de pe o față a plăcuței intră în acțiune ca tăișuri de așchiere. Dacă se lucrează cu unghiuri negative (plăcuța este prismatică) se utilizează ca tăișuri și celelalte 6, respectiv 4 muchii, de pe fața opusă.

După uzarea tuturor tăișurilor, plăcuțele nu mai pot fi utilizate pentru capetele de frezat, fiind necesare altele noi.

Bătaia frontală a tăișurilor, în stare montată, este de 0,05—0,08 mm.

Ca avantaje ale acestui tip de cap de frezat se menționează : construcție robustă ; fixare simplă a plăcuțelor ; folosirea tuturor muchiilor tăietoare, deci o durată mare de utilizare între două înlocuiri de plăcuțe ; manipulare simplă la rotire sau înlocuire ; plăcuțele, avînd aceleași dimensiuni pentru toată gama capetelor de frezat, sînt interșanjabile și simplifică problemele de utilizare și întreținere ; eliminarea ascuțirii în stare montată ; permite frezarea cu viteze de așchiere și avansuri mari.

Prezintă însă și următoarele dezavantaje : folosirea și întreținerea capetelor de frezat este legată de importul plăcuțelor în stare ascuțită ; în cazul că se fac investiții pentru cumpărarea unei mașini speciale de ascuțit plăcuțele, este totuși necesar importul plăcuțelor în stare brută, executate bucată cu bucată, de o firmă de specialitate (Sandvik, Fagersta etc.) ; nu permite realizarea frezării fine a suprafețelor plane la o rugozitate $R_{a\,max} = 2{,}5\ \mu m$.

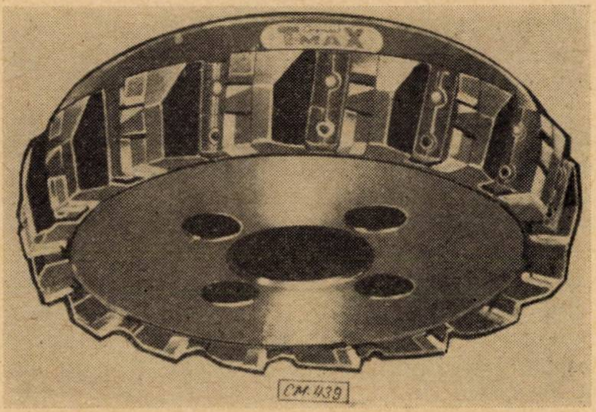


Fig. 8

1.5. *Capete de frezat cu plăcuțe din aliaj dur fixate în corpul sculei (tip Sandvik-Coromant).* Acest tip perfecționat de cap de frezat apare în figura 8.

Corpul masiv al sculei prezintă pe toată periferia locașuri pentru fixarea mecanică a plăcuțelor.

Plăcuțele sînt de formă pătrată, cu aceleași dimensiuni pentru toate diametrele capetelor de frezat, deci un element rațional și economic.

Fixarea plăcuțelor este realizată prin intermediul unor plăci, pene și cale, așa cum se vede schematic în figura 9.

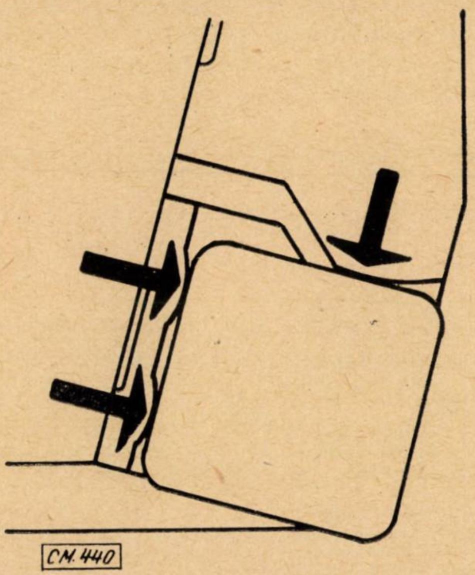


Fig. 9

În acest caz se folosesc pentru așchiere toate cele 8 muchii ale plăcuței.

În cazul așchierii cu unghiuri pozitive se utilizează numai 4 tăișuri, deci plăcuțele au o durată pe jumătate față de cea a plăcuțelor cu unghiuri de tăiere negative.

Precizia de execuție a plăcuțelor, a corpului și a pieselor intermediare de fixare este foarte ridicată, astfel ca în stare montată să se realizeze, cu oricare dintre aceste piese interșanjabile, o amplasare a tăișurilor în același plan. Firma constructoare asigură o limitare a bătăii frontale maxime la 0,01 mm, ceea ce reprezintă o precizie suficientă pentru realizarea frezării fine.

Avantajele acestui tip constructiv sînt următoarele :

— rigiditate ridicată și fixare sigură a plăcuțelor ;

— realizarea unor viteze de așchiere și avansuri mari la o adîncime de așchiere de 5 mm și pentru o durabilitate mare a tăișurilor ;

— permite realizarea frezării fine.

Ca dezavantaje se menționează :

— construcția este dificil de realizat, mai ales în sculăriile nespecializate ;

— utilizarea și întreținerea lor sînt legate de importul plăcuțelor.

Tipul prezentat este foarte avantajos, în special în fabricile constructoare de mașini cu volum foarte mare de manoperă de frezare și deci cu necesitate mare de ascuțire.

2. *Date comparative privind performanțele realizate de tipurile capetelor de frezat descrise*

Analizînd performanțele capetelor de frezat descrise se evidențiază soluțiile cele mai avantajoase pentru fabricile constructoare de mașini în funcție de felul fabricației.

2.1. *Viteza de tăiere și avansul pe dinte.* Valorile performanțelor realizate în funcție de viteza de așchiere și avansul pe dinte sînt indicate în tabela 3.

Tabela 3

Tipul capetelor de frezat	Oțeluri nealiate		Oțeluri aliate		Fontă		Aliaje ușoare	
	Avansul pe dinte, mm	Viteza de așchiere, m/min	Avansul pe dinte, mm	Viteza de așchiere, m/min	Avansul pe dinte, mm	Viteza de așchiere, m/min	Avansul pe dinte, mm	Viteza de așchiere m/min
Capete de frezat fixe și reglabile (tip Walter)	0,25—0,08	80—190	0,20—0,10	60—150	0,40—0,10	45—150	0,20—0,10	600—1200
Capete de frezat fixe și reglabile (tip Sandvik-Coromant)	0,40—0,10	80—180	0,40—0,10	80—100	0,50—0,20	60—120	0,50—0,20	300—1200
Capete de frezat reglabile (tip Impero)	0,10—0,05	60—130	0,07—0,04	35— 85	0,10—0,05	40— 70	—	—
Capete de frezat reglabile (tip Esadex-Unidex)	0,30—0,03	60—140	0,30—0,03	50—100	0,30—0,03	70—100	—	—
Capete de frezat fixe fabricate în țară	0,20—0,05	20— 70	0,15—0,05	30— 50	0,25—0,05	25— 60	—	—

Valorile mari ale avansului corespund la valorile mici ale vitezei de așchiere și invers.

Domeniul avansurilor mici și al vitezelor mari acoperă regimul operațiilor de finisare, iar domeniul avansurilor mari și al vitezelor reduse acoperă regimul operațiilor de degroșare.

Cele două elemente principale — viteza de așchiere și avansul pe dinte—fiind determinate în cea mai mare măsură de calitatea plăcuțelor din aliaj dur, sînt stabilite pentru o durată optimă de uzură a tăișurilor și pentru o adîncime de frezare normală, în funcție de felul operației (degroșare sau finisare).

Tabela 4

Tipul capetelor de frezat	Viteza de avans, mm/min		
	oțeluri	fonte	aliaje ușoare
Walter	230—460	230—450	1 500—2 300
Sandvik-Coromant	400—620	400—600	2 000—4 000
Impero	50—130	60—130	—
Esadex—Unidex	120—400	150—400	—
Fabricate în țară	40—80	30—60	—

Din tabela 4 rezultă că cele mai bune performanțe s-au obținut cu capetele de frezat Sandvik-Coromant. Urmează capetele de frezat Walter cu performanțe apropiate și apoi capetele Esadex-Unidex.

Mai slabe rezultate se obțin cu capetele de frezat Impero datorită modului de lucru.

2.2. *Soluția constructivă optimă în funcție de caracterul fabricației.* Pentru atelierele de reparații și întreținere cu mașini de frezat mijlocii și mici sînt rentabile capetele de frezat reglabile, tip Impero.

Pentru fabricația de serie mare, unde numărul acestor scule este mare și uzura lor rapidă reclamă un volum important de ascuțire, sînt potrivite capetele de frezat reglabile cu plăcuțe din aliaj dur fixate direct în corpul capului de frezat, tip Sandvik-Coromant și Esadex-Unidex.

Pentru fabricația de serie mijlocie și mică, cu volum de frezare totuși destul de mare (cu precădere fabricația de mașini—unelte), sînt rentabile capetele de frezat fixe tip Walter și capete de frezat reglabile cu plăcuțe fixate prin lipire pe cuțite, tip Sandvik-Coromant. Aceste tipuri permit realizarea frezării fine a suprafețelor plane.

2.3. *Soluția constructivă optimă în funcție de posibilitățile de execuție și realizare în țară.* În funcție de posibilitățile de realizare în țară a capetelor de frezat și de ascuțire cu utilajele existente și ținînd seamă de necesitatea de a fi condiționați cît mai puțin de importul plăcuțelor, soluția constructivă cea mai potrivită o formează capul de frezat fix, tip Walter. Pentru ascuțirea în stare montată a acestor scule există deja în țară cîteva mașini de ascuțit speciale.

Capetele de frezat cu plăcuțe fixate direct în corpul capului (Sandvik-Coromant și tip Esadex-Unidex) sînt dificil de executat la precizia necesară și reclamă plăcuțe din aliaj dur de construcție specială confecționate și ascuțite după procedee și pe mașini speciale. Adoptarea unei asemenea soluții determină necesitatea importării plăcuțelor.

3. *Concluzii*

Din cele prezentate rezultă că productivitatea operațiilor de frezare în fabricile constructoare de mașini este scăzută din cauza folosirii neraționale a capetelor de frezat cu plăcuțe din carburi metalice.

De asemenea, existența unui număr mare de tipuri de astfel de scule, executate și ascuțite după metodele și posibilitățile proprii fiecărei întreprinderi, constituie sursa unor cheltuieli importante, obținîndu-se totodată rezultate slabe din punctul de vedere al productivității.

În plus, utilizarea plăcuțelor din aliaj dur de calitate necorespunzătoare felului operației și materialului duce la obținerea unor regimuri de așchiere foarte scăzute, la o durată de uzură redusă a tăișurilor.

Înzestrarea fabricilor constructoare de mașini cu capete de frezat bine executate și ascuțite și echipate cu plăcuțe din carburi metalice de calitate corespunzătoare, precum și utilizarea rațională a acestor scule, ar permite creșterea masivă a productivității în cadrul operațiilor de frezare și deci majorarea capacității de producție a mașinilor de frezat și în special a mașinilor de frezat portale.

Ținînd seamă de productivitatea realizabilă și mai ales de posibilitățile de execuție în țară a capetelor de frezat, s-ar putea materializa unele propuneri :

— limitarea tipurilor capetelor de frezat folosite în fabricile constructoare de mașini la un număr minim ;

— centralizarea fabricației acestor scule pentru toate întreprinderile, la una dintre fabricile de scule ; fabrica de scule considerată ar urma să execute capetele complete și să livreze separat și cuțitele armate cu plăcuțe din carburi metalice ca piese de rezervă, ascuțirea în stare montată sau a fiecărui cuțit în parte (la capetele reglabile) rămînînd în sarcina sculăriilor întreprinderilor ;

— echiparea capetelor ar trebui să se facă numai cu plăcuțe din carburi metalice de calitate corespunzătoare, aceeași pentru fiecare gen de prelucrare și material ;

— întreprinderile beneficiare ar trebui să urmărească rezultatele obținute atît ca productivitate, cît și ca durată de uzură a tăișurilor, precum și a costului de întreținere.

---

[1] Widia — Handbuch. Berlin, Springer Verlag, 1954.
[2] *Băncilă, A.* și *Strobl, A.* Construcția și ascuțirea capetelor de frezat. In : Construcția de Mașini, nr. 4, 1960.
[3] Montanwerke-Walter-Tübingen. Metallbearbeitung I, Hartemetall-Fräswerkzeuge, ed. 1962.
[4] Sandvik-Coromant. Catalog 4023/1964, 5022/1965, 5024/1965, 5025/1965.
[5] *Haidt, H.* Hobeln oder Fräsen? In : Das Industrieblatt, nr. 5, 1965.
[6] Walter-Mitteilungen, nr. 18, 1958.
[7] *Haidt, H.* Der Leistungsbedarf bei der spannenden Formung. In : Das Industrieblatt, nr. 2, 1960.
[8] Walter-Mitteilungen, nr. 29, 1962—1963.
[9] Walter-Mitteilungen des Technischen Beratungsdienstes, nr. 282, 1964. Schlicht-Fein-und Feinstfräsen.
[10] *Neumann, S.* și *Weter, W.* Fein und Feinstfräsen. In : Technische Zeitschrift für praktische Metallbearbeitung, nr. 9, 1963.
[11] Impero-catalog 63/06/08/09/1965.
[12] Sandvik-Coromant. Bearbeitungstechnische Information Ty—5403/1965.
[13] Sandvik-Coromant. Bearbeitungstechnische Information Ty — 5404//1965.
[14] Sandvik-Coromant. Bearbeitungstechnische Information Ty—5406/1965.
[15] *Haidt, H.* Vergleichende Beurteilung von Planmesserköpfen verschiedener-Bautypen. In : Industrie-Anzeiger, nr. 104—105, decembrie 1960.

CZ 621.923.77

Netezirea suprafețelor prin rulare

Dr. ing. IONEL GAVRILAȘ și ARON MAIER

Sarcinile trasate de cel de-al IX-lea Congres al Partidului Comunist Român cu privire la continuarea procesului de industrializare a țării impun introducerea în producție a noi metode și procedee tehnologice avansate. Acestea trebuie să aibă ca scop asigurarea unor calități superioare ale produselor în condițiile unei productivități crescînde la un preț de cost minim.

Industria construcțiilor de mașini, în etapa actuală, prezintă două tendințe esențiale — mărirea puterilor și a vitezelor de funcționare a mașinilor. Aceasta impune o creștere a preciziei dimensionale și, implicit, îmbunătățirea calității suprafețelor prelucrate.

Pentru operația de netezire a suprafețelor, ca operație finală, sînt cunoscute și aplicate în industria construcțiilor de mașini diverse metode : alezarea, rectificarea, honuirea, lepuirea, rularea etc. Dintre aceste metode, cele mai răspîndite pentru prelucrarea suprafețelor tratate sau netratate termic sînt : alezarea, rectificarea, honuirea etc. Rectificarea și honuirea suprafețelor, după cum este cunoscut, sînt procedee neproductive și neeconomice, iar pentru suprafețe cilindrice interioare, rectificarea ridică multe probleme tehnice, mai cu seamă atunci cînd suprafețele respective au o lungime mai mare de 500 mm. În funcție de diametrul alezajului, în asemenea cazuri, rectificarea este aproape imposibilă și se apelează la honuire pentru netezirea suprafețelor, procedeu care este în unele cazuri mai costisitor decît rectificarea. Uneori, dacă suprafețele nu sînt tratate termic, se folosește alezarea cu cuțite late care, în general, nu pot asigura cea mai corespunzătoare rugozitate a suprafeţei prelucrate. În ultimul timp, în tehnologia construcţiilor de maşini un loc de seamă în operaţiile de netezire a suprafeţelor îl ocupă rularea, procedeu foarte răspîndit în unele ţări industriale: U.R.S.S., S.U.A., R.F.G. şi altele. Acest procedeu se bazează pe deformaţia plastică a stratului superficial al piesei care poate avea o grosime mai mare sau mai mică, în funcţie de scopul şi necesităţile piesei respective. Procedeul poate fi aplicat cu mare eficacitate tehnico-economică la o serie întreagă de suprafeţe foarte variate: suprafeţe cilindrice interioare şi exterioare, suprafeţe conice interioare şi exterioare, profilate, plane, filete etc. De asemenea, poate fi aplicat la o gamă foarte largă de metale şi aliaje folosite în construcţiile de maşini.

Din rezultatele obţinute în ţară, cum şi în străinătate, rezultă că netezirea suprafeţelor prin rulare poate asigura o productivitate de 2—10 ori mai mare în comparaţie cu rectificarea, honuirea, alezarea etc.

De subliniat că costul dispozitivelor folosite pentru această operaţie este în general scăzut, nu necesită o precizie ridicată, prezintă avantajul că pot fi adaptate pe o gamă foarte variată de maşini universale (maşini de găurit, strunguri, freze etc.), sînt uşor de manevrat şi au o durată mare de funcţionare, păstrînd precizia de prelucrare.

Operaţia de rulare a suprafeţelor se poate aplica în general la toate genurile de suprafeţe, însă, pînă în momentul de faţă, cea mai largă răspîndire în industrie a căpătat rularea suprafeţelor cilindrice interioare şi exterioare.

Rularea suprafeţelor poate fi utilizată pentru operaţia de netezire propriu-zisă a suprafeţei pînă la obţinerea unei suprafeţe lustruite (oglindă) sau pentru ecruisarea stratului superficial al piesei, pentru forma şi precizia dimensională etc.

Netezirea suprafeţelor prin procedeul de rulare prezintă o serie întreagă de avantaje în comparaţie cu celelalte metode; de exemplu, realizarea unei calităţi superioare a suprafeţelor prelucrate, în primul rînd o rugozitate superioară $R_a = 0{,}8-0{,}05\,\mu$m, această valoare obţinîndu-se în condiţii tehnice uşoare şi economice. Apoi, stratul superficial al piesei este ecruisat, influenţînd în mod favorabil calităţile fizico-mecanice şi chimice ale piesei: creşte rezistenţa la oboseală, uzură şi coroziune, se asigură rezistenţa ajustajelor intermediare şi de strîngere etc. De asemenea, este deosebit de important că pot fi înlocuite unele operaţii scumpe, ca: rectificarea, honuirea, lustruirea etc. Nu necesită o calificare superioară, reglarea sculelor este rapidă şi uşoară, iar condiţiile de igienă şi protecţia muncii sînt realmente superioare în comparaţie cu celelalte procedee.

Trebuie remarcat că, pentru obţinerea unor rezultate optime la netezirea suprafeţelor, a reieşit, pe baza rezultatelor obţinute la uzinele „23 August", „1 Mai" Ploieşti şi în laboratorul de tehnologia construcţiilor de maşini din Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej", că este necesar ca suprafeţelor care urmează să fie netezite prin rulare să li se asigure o rugozitate corespunzătoare prin operaţiile precedente rulării.

Astfel, indiferent de metodele de prelucrare premergătoare rulării (rectificare, alezare etc.), este necesar să se asigure o rugozitate a suprafeţei $R_a = 6{,}3-3{,}2\,\mu$m, în aşa fel ca după rulare să se poată obţine o rugozitate $R_a = 0{,}8 - 0{,}05\,\mu$m.

Aceste valori depind în cea mai mare măsură de o serie de factori tehnologici, ca: avans, viteză, adîncime, respectiv forţa de apăsare (P) care rezultă la rulare. De asemenea, rugozitatea rezultată depinde şi de o serie de factori constructivi ai dispozitivelor de rulare, şi anume: forma şi dimensiunile elementului de rulare (bile sau role), materialul, precizia dispozitivului etc.

Experimental s-a dovezit [1] că cele mai bune rezultate se obţin atunci cînd se folosesc role care dau forma unei picături, lucru ce se realizează prin înclinarea axei rolei cilindrice faţă de axa piesei de rulat. De remarcat că se folosesc şi bile sferice, dar în acest caz există pericolul, în unele cazuri, ca ele să se blocheze, neputînd asigura o rotire continuă, fapt ce face ca în zona respectivă să se producă griparea suprafeţei. De aceea este indicat ca să se evite rularea suprafeţelor cu bile fixate în locaşuri (colivii) sau, atunci cînd sînt folosite, este necesar ca forţa de frecare F_c din colivia *3* (fig. 1) să fie mai mică ca forţa de frecare F_p dintre bila *2* şi piesa *1*.

Din figura 1 se poate observa că această inegalitate este greu de realizat, datorită faptului că între suprafaţa de contact a piesei şi a bilei are loc o frecare prin rostogolire, iar între suprafaţa bilei şi suportul în care ea este fixată are loc o frecare de alunecare; ca urmare, forţa de frecare din colivie, cum este şi normal, este mai mare ca forţa de frecare prin rostogolire, adică $F_c > F_p$.

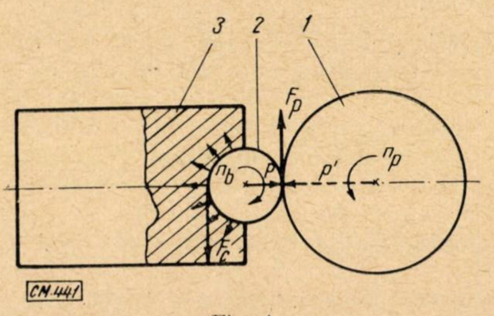


Fig. 1

Cele mai bune rezultate se obţin atunci cînd bilele sferice, cilindrice sau conice, au posibilitatea să se rostogolească în lungul unei căi de rulare; în acest caz nu mai există pericolul de blocare a bilei.

Este mai indicată folosirea rolelor fixate pe axe care prezintă la exterior o curbă de atac după raza unui cerc sau altă curbă (fig. 2); asemenea role influenţează însă în mare măsură rugozitatea suprafeţei, cum şi macrogeometria ei, fapt pentru care se cere o atenţie deosebită la alegerea razelor de atac.

Dacă se consideră o asemenea rolă, se poate observa că prin deplasarea ei pe direcţie axială (s, mm/rot) va lăsa urme pe suprafaţa piesei. Dacă se determină care este valoarea lui R_{max} din triunghiul AOB (fig. 2) rezultă:

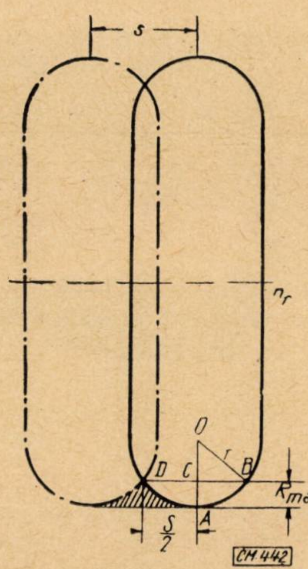


Fig. 2

$$R_{max} = \overline{OA} - \overline{OC}; \qquad (1)$$

$$CB = CD = \frac{s}{2};$$

$$\overline{OC} = \sqrt{\overline{OB}^2 - \overline{CB}^2}; \qquad (2)$$

$$\overline{OC} = \sqrt{r^2 - \left(\frac{s}{2}\right)^2}; \qquad (3)$$

Înlocuind în relaţia (1) expresia (3), rezultă:

$$R_{max} = r - \frac{1}{2}\sqrt{4r^2 - s^2}; \qquad (4)$$

$$R^2_{max} - 2R_{max} \times r = -\frac{s^2}{4}. \qquad (5)$$

Ţinînd seamă că totuşi înălţimea R_{max} poate ajunge la numai cîţiva microni, se poate neglija termenul R^2_{max} în relaţia (5), rezultînd:

$$R_{max} \approx \frac{s^2}{8r}. \qquad (6)$$

Din relaţia (6) rezultă că o mare influenţă asupra rugozităţii suprafeţei o are mărimea avansului tangenţial s al rolei (mm/rot), cum şi raza r pe care o are rola în zona de atac.

Din graficul prezentat în figura 3 se observă că obţinerea unei înălţimi R_{max} se poate realiza prin utilizarea unor role cu raze de atac diferite, folosindu-se avansuri cu atît mai mari cu cît raza de atac a rolei este mai mare. De aici rezultă că este mai productiv să se folosească role cu rază mare de atac. Totuşi, alegerea unei raze mari de atac a rolei este limitată de o serie întreagă de factori tehnologici şi constructivi: rigiditatea sistemului, forma şi dimensiunile piesei, grosimea stratului ecruisat, dispozitivul de rulat etc.

De exemplu, pentru obţinerea aceleiaşi rugozităţi $R_a = 0{,}8$, se pot folosi role cu raze de atac şi avansuri diferite (fig. 3), luînd în considerare $r_1 = 5$ mm cu $s = 0{,}18$ mm/rot, $r_2 = 25$ mm cu $s_2 = 0{,}4$ mm/rot sau $r_3 = 50$ mm cu, respectiv, $s_3 = 0{,}57$ mm/rot. Se observă că se poate realiza o creştere însemnată a productivităţii pe seama măririi avansului. Astfel, pentru a dubla productivitatea, respectiv avansul, este necesară o creştere a razei de atac a rolei de 5 ori, iar pentru triplare rezultă o mărire a razei de atac a rolei de 10 ori.

Din condiţia de limită:

$$R_{max} = \lim_{r \to \infty} \frac{s^2}{8r}$$

rezultă că înălţimea rugozităţii R_{max} tinde spre zero atunci cînd raza de atac a rolei tinde spre infinit, lucru care se observă şi pe graficul din figura 3. În consecinţă, se recomandă să se folosească role care să aibă o zonă cilindrică, lăţimea acestei zone trebuind să fie mai mare decît avansul folosit la rulare.

Ca urmare a acestui fapt rezultă posibilitatea creşterii avansului, respectiv creşterea productivităţii, în procesul de rulare a suprafeţei. De remarcat că creşterea lăţimii zonei cilindrice a rolei conduce la mărirea suprafeţei de contact dintre rolă şi piesă, fapt ce duce la creşterea forţelor de apăsare. De aceea este necesar ca,

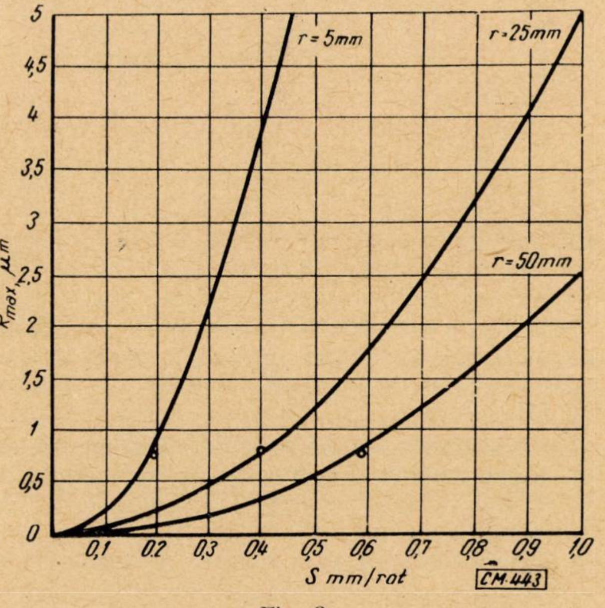


Fig. 3

în funcție de piesele care trebuie rulate, să se ia în considerare folosirea unor role optime.

Din literatura de specialitate [1], [2], [3] rezultă că o bună netezire a suprafețelor prin rulare se poate obține printr-un număr minim de treceri (2, 3 sau mai multe). Aceasta înseamnă că în procesul de rulare forțele de apăsare P dintre sculă și piesă sînt reduse, după cum se poate observa pe graficul din figura 4.

În figura 4 curbele sînt trasate pentru 1—4 treceri.

Din practica uzinelor amintite mai sus rezultă că, atunci cînd condițiile concrete permit folosirea unor forțe de apăsare P mai mari, se preferă să se facă netezirea dintr-o singură trecere, obținîndu-se suprafețe de calitate superioară, față de cazul cînd se fac două sau trei treceri. Astfel, la prelucrarea unor cilindri hidraulici de la ridicătorul cu graifăr ∅ 100 × × 1 000, din oțel 40 C 10 îmbunătățit, la operația de netezire interioară prin rulare, realizată cu dispozitivul din figura 5, a rezultat o calitate a suprafeței mai bună printr-o singură trecere față de cazul cînd s-au făcut două sau trei treceri.

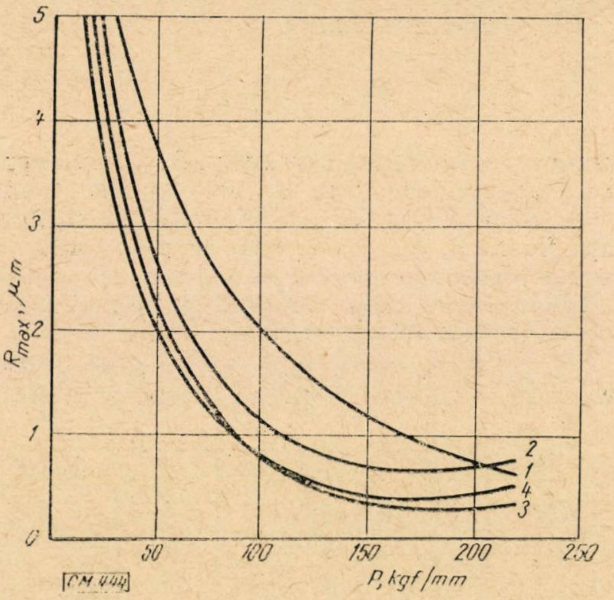


Fig. 4

În tehnologia de prelucrare a acestor cilindri s-a folosit, pentru operația de netezire, pînă de curînd numai procedeul de honuire la care timpii de lucru sînt mult mai mari în comparație cu timpii realizați prin rulare. Astfel, folosind la procedeul de rulare un regim de lucru cu o viteză tangențială $v = 94$ m/min ($n = 300$ rot/min) și cu un avans $s = 0{,}2$ mm/rot, cu o singură trecere, a fost necesar un timp de mașină de 19 min. Acest timp este de peste 10 ori mai mic decît timpul folosit la honuire.

Rugozitatea suprafeței obținute în cazul acesta este $R_a = 0{,}2 - 0{,}05$ μm, suprafața avînd un aspect lucios. S-au folosit la prelucrare un număr de șase role avînd o rază de atac $r = 18$ mm; în timpul procesului de rulare s-a utilizat o ungere permanentă cu ulei de in sau rapiță.

Pentru a putea obține rezultate optime la netezirea suprafețelor, un rol deosebit îl au, astfel

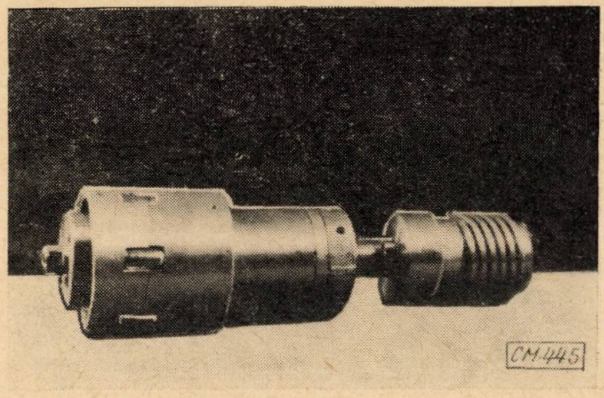


Fig. 5

cum s-a arătat mai sus, prelucrările precedente. La prelucrarea cilindrilor considerați, după operația de strunjire și finisare, a fost necesar să se facă o alezare a suprafețelor care să asigure rugozitatea $R_a = 3{,}2 - 1{,}6$ μm, după care s-a trecut la operația de rulare.

Pentru alezarea cilindrilor s-a utilizat un alezor cu două lamele late de aproximativ 40 mm, flotante pe direcția radială (fig. 6), prezentînd posibilitatea unei reglări cu o precizie de 0,01 mm. Cu acest alezor s-a corectat

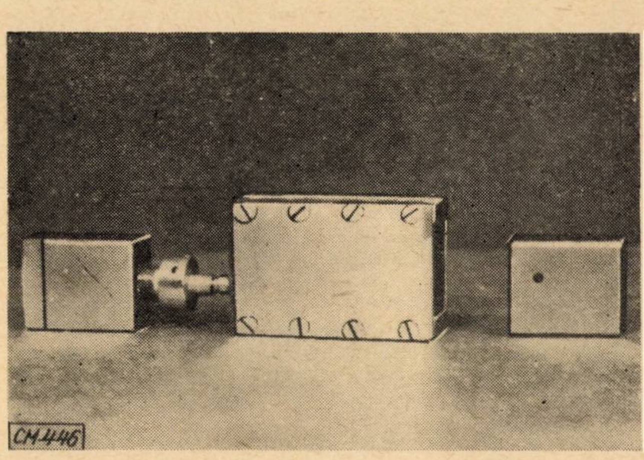


Fig. 6

alezajul, obținîndu-se o ovalitate și o conicitate de aproximativ 0,01 mm, respectiv 0,02 mm. Un amănunt important care nu trebuie pierdut din vedere este acela că suprafața, după alezare, trebuie să fie foarte bine curățată în interior prin suflare cu aer, spălată cu petrol sau ștearsă pentru a îndepărta așchiile sau alte corpuri străine.

La alezarea și rularea cilindrilor cu o lungime mai mare de 1 000 mm, pentru o bună ghidare și rigidizare a sistemului este indicat să se utilizeze un ghidaj în spatele sculei, format dintr-o bucșă solidară cu scula (fig. 7), pe care se montează lamele longitudinale de textolit, la care se admite o uzură pînă la 0,2—0,3 mm. În fața lamelor se montează o garnitură circulară de cauciuc care are rolul să împiedice pătrunderea sub lamele a unor așchii care ar putea duce la zgîrierea suprafeței rulate. În asemenea cazuri se recomandă ca numărul de treceri să nu fie mai mare de două. Astfel, la uzinele „23 August” s-a folosit un asemenea sistem la care capul de rulare a fost prevăzut cu trei role avînd raza de atac $r = 40$ mm (fig. 8), obținîndu-se după rulare o suprafață netedă și cu un luciu pronunțat.

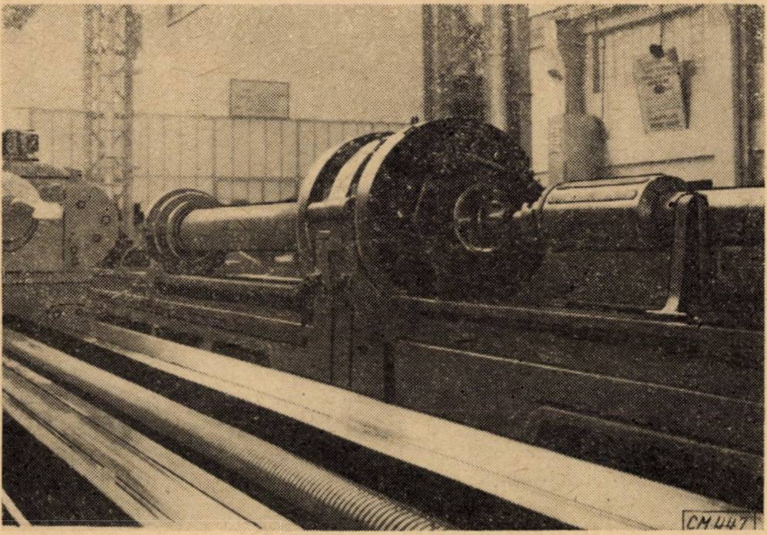


Fig. 7

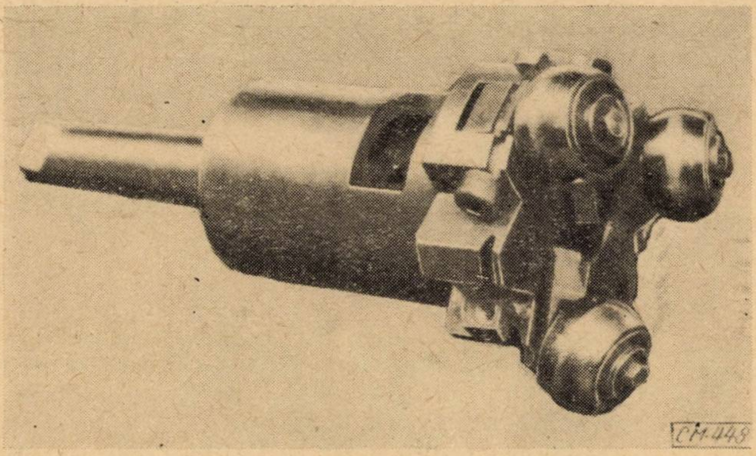


Fig. 8

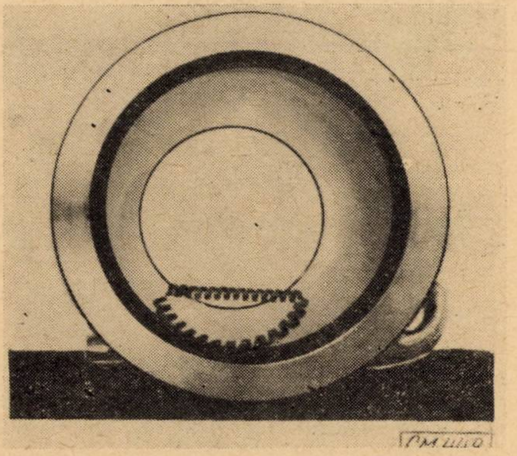


Fig. 9

Se observă în figura 9 că în interiorul cilindrului apare foarte clară imaginea șpanului așezat transversal. Deci ghidarea pe lamelele de textolit nu a avut nici o influență asupra calității suprafețelor.

De subliniat că netezirea se poate aplica și în cazul unor suprafețe mai complexe și pretențioase. De exemplu, la uzinele „1 Mai” — Ploiești s-a experimentat cu rezultate bune calibrarea prin rulare a filetelor cu profil dreptunghiular ⌀ 727 × 25,4. Prin rulare s-a putut asigura o bună calibrare a spirei pe întreaga lungime a filetului la interior, precum și o calitate superioară a suprafețelor flancurilor filetului, aspect deosebit de necesar datorită presiunii de circa 700 at la care este supusă piesa.

Din prezentarea scurtă a unor rezultate obținute la rularea suprafețelor în unele din uzinele noastre se desprinde cu suficientă claritate faptul că procedeul trebuie să fie extins pe o scară și mai largă, ținîndu-se seamă că este un procedeu productiv care poate asigura o calitate superioară a suprafețelor în comparație cu celelalte metode cunoscute și aplicate. De asemenea, procedeul poate asigura, după cum s-a menționat, o precizie dimensională ridicată și de formă în condiții foarte economice. Pentru aceasta este necesar să se acorde o atenție deosebită execuției rolelor de lucru, regimului, cum și rigidității sistemului.

Introducerea tot mai largă în industrie a acestui procedeu, cum și folosirea lui rațională, pot avea ca rezultat realizarea unor piese de calitate, realizîndu-se totodată economii însemnate, astfel cum a dovedit experiența uzinelor „1 Mai” — Ploiești.

---

[1] *Schneider*, *I. G.* Cistovaia obrobotka metallov davleniem Moscova, Mașghiz, 1963.

[2] *Konovalov*, *E. G.* Osnovi novih sposob metaloobrabotki. Minsk, 1961.

[3] *Wich*, *C.* Method of Cold Forming Ferrous. New York, The Ind. Press, 1960.

[4] *Smith*, *Th.* What the Designer Should Know About Cold-Heating. In: Machinery, aprilie 1957.

CZ 621.941.235.3

Productivitatea strungurilor automate în comparaţie cu alte maşini-unelte aşchietoare

ALEXANDRU VLAD

Promovarea progresului tehnic în construcţia de maşini impune o reorganizare radicală a capacităţilor de producţie şi a proceselor de muncă, menite să asigure o creştere a productivităţii şi calităţii muncii.

Pe această linie, unele întreprinderi din ramura construcţiilor de maşini pierd din vedere un aspect foarte important, şi anume de a înzestra întreprinderea cu maşini-unelte productive. Cauza e datorită, în general, lipsei unei analize tehnico-ştiinţifice, alegîndu-se calea cea mai simplă, aceea de stabilire a încărcărilor maşinilor-unelte în mod empiric.

Se ştie că timpul total de lucru pentru o piesă oarecare e dat de relaţia :

$$T = t_l + t_g, \qquad (1)$$

în care :

T este timpul total în care poate fi executată piesa ;

t_l — timpul pentru cursele de lucru ;

t_g — timpul pentru cursele în gol.

Reiese deci că timpul în care se execută toate cursele de lucru şi de gol în cadrul unui ciclu al maşinii-unelte reprezintă perioada ciclului de lucru.

Cunoscîndu-se perioada ciclului de lucru al maşinii-unelte se poate determina productivitatea :

$$Q = \frac{1}{T} = \frac{1}{t_l + t_g}, \text{ buc./min.} \qquad (2)$$

Pentru o maşină-unealtă ideală $t_g = 0$, rezultă :

$$Q_i = \frac{1}{t_l} = K, \text{ buc./min,} \qquad (3)$$

în care K reprezintă productivitatea tehnologică.

În această situaţie, perioada ciclului de lucru T este egală cu timpul de lucru t_l :

$$T = t_l. \qquad (4)$$

Întrucît productivitatea tehnologică K reprezintă productivitatea ideală a unei maşini-unelte, pentru determinarea productivităţii reale Q_r trebuie găsită o relaţie între productivitatea tehnologică K şi coeficientul de productivitate η.

Introducînd valoarea timpului de lucru $t_l = \frac{1}{K}$ din expresia (3) în (2), se obţine productivitatea reală :

$$Q_r = \frac{K}{1 + K.t_g}, \text{ buc./min.} \qquad (5)$$

Expresia (5) poate fi pusă sub forma unui produs de doi factori, obţinîndu-se :

$$Q_r = K \frac{1}{1 + K.t_g} = K\eta. \qquad (6)$$

Rezultă deci că productivitatea reală a unei maşini-unelte este determinată de produsul dintre productivitatea tehnologică K şi coeficientul de productivitate η.

La rîndul său, coeficientul de productivitate η este determinat de raportul dintre productivitatea reală a maşinii şi productivitatea tehnologică, de raportul dintre durata curselor de lucru t_l şi perioada ciclului maşinii sau de raportul dintre productivitatea reală şi cea ideală :

$$\eta = \frac{Q_r}{K} = \frac{t_l}{T} = \frac{Q_r}{Q_i}. \qquad (7)$$

Coeficientul de productivitate caracterizează deci gradul de continuitate al procesului de aşchiere şi gradul de folosire în timp al maşinii-unelte.

Ca exemplu, se consideră că o maşină-unealtă este echipată cu scule aşchietoare de calitate superioară, parametrii geometrici ai acestora fiind cei corespunzători. Dacă se admite că maşina lucrează în mod continuu producînd cinci piese pe minut, productivitatea tehnologică este $K = 5$ buc./min.

Productivitatea reală este însă de trei piese pe minut şi folosind expresia (7) rezultă :

$$\eta = \frac{Q_r}{K} = \frac{3}{5} = 0{,}6.$$

Aceasta înseamnă că la maşina respectivă numai 60% din timp este consumat pentru prelucrarea propiu-zisă a piesei, iar 40% de către diferitele curse auxiliare.

Pentru exemplificare în figura 1 sînt reprezentate desfăşurările tehnologice ale unui niplu, pe patru tipuri de maşini-unelte: strung paralel, strung revolver, strung automat monoax şi strung automat cu patru axe. Se observă că pe strungul paralel apar şase faze, cinci faze pe strungul revolver, patru pe strungul automat monoax şi trei faze pe strungul automat multiax. Exemplul nu limitează însă varietatea de scheme tehnologice ce ar putea fi proiectate pentru aceste maşini-unelte.

Deşi niplul trebuia prevăzut cu filet exterior la ambele capete (cilindric şi conic), pentru a putea fi asamblat a fost analizat fără aceste două filetări, din mai multe considerente.

Astfel, dacă se prevedea și faza de filetare pe cele patru mașini considerate, diferența dintre timpii de gol ar fi fost și mai mare datorită faptului că, în timp ce pe strungul paralel și pe strungul revolver filetarea nu poate fi executată decît prin așchiere în mai multe treceri (pierzîndu-se un timp apreciabil pentru intrările și ieșirile sculei așchietoare), la strungurile automate filetarea poate fi executată atît prin așchiere, cît și prin rulare într-o singură trecere.

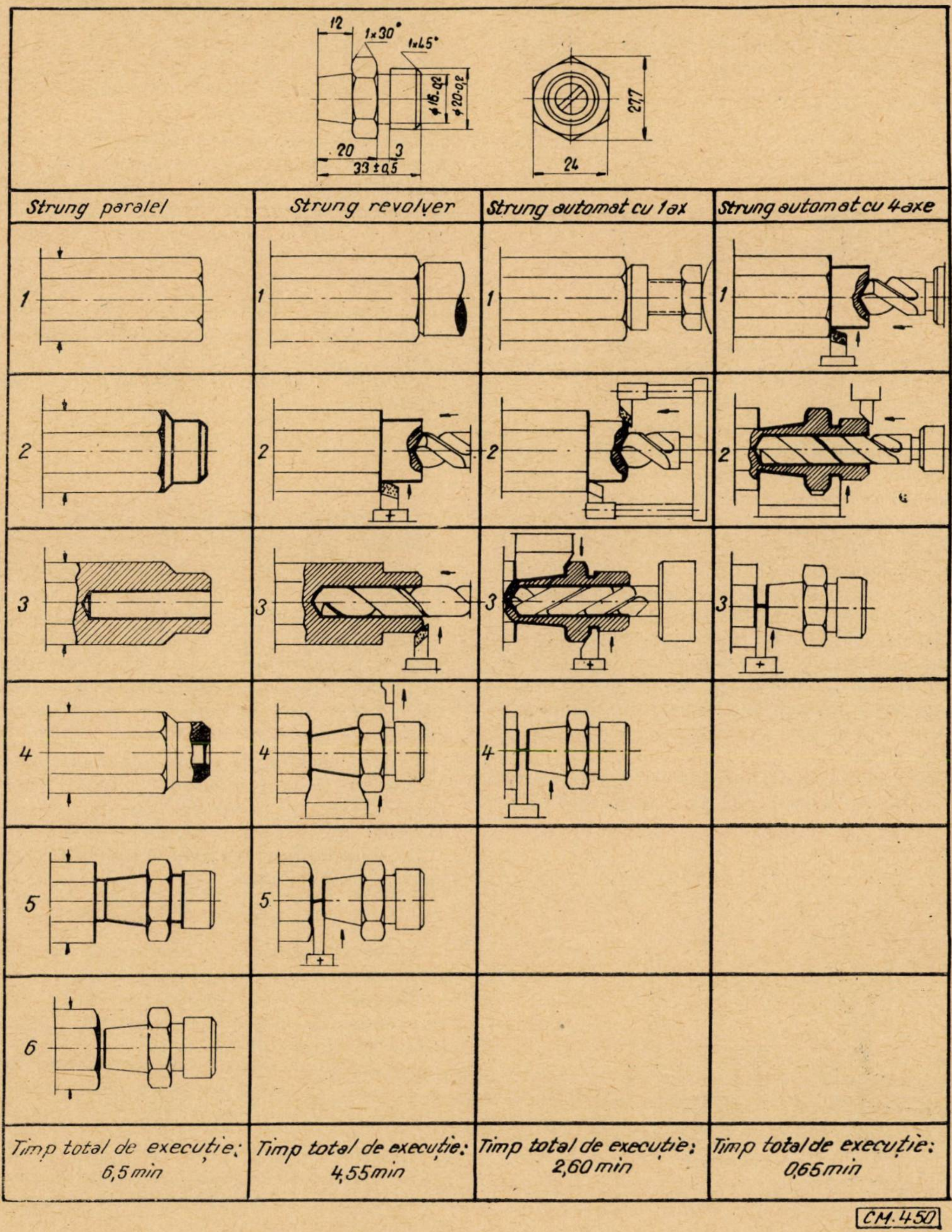

12
1×30°
1×45°
ϕ16-0,2
ϕ20-0,2
20
3
33±0,5
27,7
24
Strung paralel
Strung revolver
Strung automat cu 1 ax
Strung automat cu 4 axe
1
2
3
4
5
6
Timp total de execuție: 6,5 min
Timp total de execuție: 4,55 min
Timp total de execuție: 2,60 min
Timp total de execuție: 0,65 min
CM. 450

Fig. 1

Un alt argument este determinat de faptul că la fabricația de serie mare filetarea devine rentabilă și de calitate numai prin filetarea pe mașini speciale de rulat.

Privită din acest punct de vedere, analiza prelucrării niplului pe mașini fără filetare apare ca întemeiată, determinîndu-se în mod corespunzător productivitatea celor patru mașini-unelte considerate.

În ce privește aspectele specifice fiecărui tip de mașină se observă că pe strungurile automate fazele pot fi concentrate și suprapuse în timp față de strungul paralel (și mai puțin de cel revolver), unde execuția nu poate avea loc decît fază cu fază. Dacă la strungurile automate valoarea t_g poate fi redusă prin suprapunerea în timp a mai multor faze de gol (fig. 2) și prin suprapunerea în timp a fazelor de gol cu fazele de lucru (fig. 3), la strungurile paralele și revolver situația este cu totul diferită.

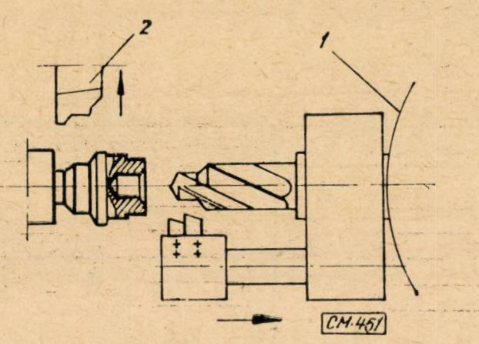


Fig. 2

Sculele așchietoare cu portscula (fig. 2) fixate în capul revolver *1* al strungului automat și cuțitul profilat *2*, montat pe sania posterioară, se retrag după faza de așchiere, deși începerea procesului de așchiere a acestor scule nu a avut loc simultan.

Sculele așchietoare (burghiu și cuțit) montate în capul revolver *1* (fig. 3) și cuțitul profilat *2* montat pe sania posterioară lucrează simultan, în timp ce cuțitul disc de filetat *3* montat pe sania anterioară și cuțitul de retezat *4* montat pe sania verticală se apropie de piesă.

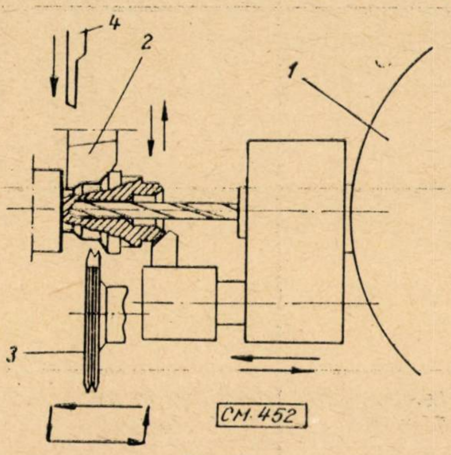


Fig. 3

În favoarea strungurilor automate pledează și faptul că timpii de gol pe strungurile automate sînt cu mult mai mici datorită mișcărilor automate de strîngere a materialului, înaintare și retragere a diferitelor sănii, cuplare a capului revolver (pentru strungurile monoax) sau a tobei (pentru strungurile automate multiax) etc., față de strungurile paralele și revolver, unde mișcările de apropiere, retragere, schimbare a poziției sculelor, alimentare cu material etc. se fac manual.

De asemenea, un avantaj specific strungurilor automate multiax și, în parte, celor monoax constă în posibilitatea suprapunerii complete a fazelor axiale, iar durata fazei de retezare poate fi redusă aproximativ la jumătate prin executarea ei cu două sănii.

Pentru a se determina productivitatea reală Q_r a unei mașini-unelte este necesar să se cunoască valorile t_l și t_g pentru mașina respectivă.

Timpul t_l poate fi determinat cu ajutorul relației :

$$t_l = \frac{n_l}{n_a}, \text{min}, \qquad (8)$$

în care :

n_l reprezintă numărul de rotații ale axului principal pentru fazele de lucru necombinate ;

n_a — turația axului principal pentru piesa respectivă

Dacă se consideră că pentru executarea niplului din figura 1 sînt necesare 535 rotații, iar pentru fiecare tip de mașină corespunzătoare se fixează turația axului principal corespunzător vitezei de așchiere, se poate determina timpul de lucru t_l cu ajutorul relației (8).

Pentru eliminarea confuziilor posibile se consideră indicele 1 pentru strungul paralel, 2 pentru strungul revolver, 3 pentru cel automat monoax și 4 pentru strungul automat multiax.

În scopul determinării timpilor de gol t_g se poate folosi relația :

$$t_g = (0{,}2\ .\ .\ .\ 0{,}4).\ t_l. \qquad (9)$$

Aplicînd relația (1), se obține perioada de timp în care este executată piesa.

Pentru aplicarea relației (5) sau (6) mai este însă necesară cunoașterea productivității tehnologice K (inversul lui t_l) :

$$K = \frac{n_a}{n_l}, \text{buc./min.} \qquad (10)$$

Aplicînd formula (10), se obține productivitatea tehnologică. Pentru determinarea coeficientului de productivitate se poate folosi relația (6).

Se vede că coeficientul de productivitate este același pentru toate mașinile și este determinat de raportul dintre productivitatea mașinii și productivitatea tehnologică sau de raportul dintre durata curselor de lucru și perioada ciclului.

Posedînd toate datele necesare, se aplică relația (5) din care poate fi obținută productivitatea reală a fiecărei mașini în parte.

În tabela 1 apar datele corespunzătoare celor patru tipuri de strunguri considerate.

Curbele *a*, *b*, *c* și *d* reprezintă cele patru strunguri diferite cu aceeași destinație și cărora le corespund timpii de gol t_{g1}, t_{g2}, t_{g3} și t_{g4}.

Strungul care asigură o productivitate maximă este cel automat multiax (curba *d*).

Tabela 1

Formula	Strung normal		Strung paralel		Strung automat monoax		Strung automat multiax	
	notație	valoare	notație	valoare	notație	valoare	notație	valoare
$t_l = \frac{n_l}{n_a}$	t_{l_1}	5 min	t_{1}	3,5 min	t_{l_3}	2 min	t_{l_4}	0,5 min
$t_g = (0{,}2\ldots0{,}4)\ t_l$	t_{g_1}	1,5 min	t_{g_2}	1,05 min	t_{g_3}	0,60 min	t_{g_4}	0,15 min
$T = t_l + t_g$	T_1	6,5 min	T_2	4,55 min	T_3	2,60 min	T_4	0,65 min
$K = \frac{n_a}{n_l}$	K_1	0,20 buc./min	K_2	0,30 buc./min	K_3	0,5 buc./min	K_4	2 buc./min
$\eta = \frac{t_l}{T} = \frac{Q}{K}$	η_1	0,77	η_2	0,77	η_3	0,77	η_4	0,77
$Q_r = K \cdot \eta$	Q_1	0,15 buc./min	Q_2	0,20 buc./min	Q_3	0,4 buc./min	Q_4	1,5 buc./min

Din analiza acestor date reiese că productivitatea unui strung automat cu patru axe este de 3,75 ori mai mare decît aceea a unui strung automat monoax, de 7,50 ori mai mare decît aceea a unui strung revolver și de 10 ori mai mare decît aceea a unui strung paralel.

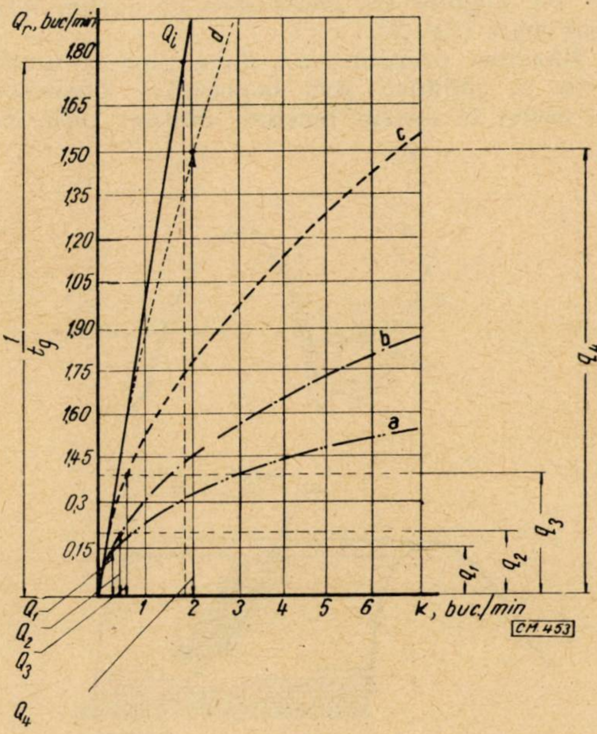


Fig. 4

Dacă se reprezintă productivitatea tehnologică în abscisă, iar productivitatea reală a strungurilor în ordonată, se obține reprezentarea grafică (fig. 4) a ecuației de bază (3) a productivității.

Dreapta Q_i corespunde productivității unui strung ideal ($t_g = 0$).

Pentru strungul ideal productivitatea reală crește proporțional cu cea tehnologică, productivitățile fiecărui strung real fiind respectiv numai Q_1, Q_2, Q_3 și Q_4 mai mici decît Q_i (fig. 4).

Considerînd că productivitatea tehnologică K s-ar dubla, nici unul dintre cele patru strunguri nu ar asigura o creștere în aceeași proporție a productivității reale. Astfel, productivitatea strungului paralel ar crește în acest caz cu q_1, în timp ce pentru strungurile *b*, *c* și *d* creșterile vor fi respectiv de numai q_2, q_3 și q_4 (fig. 4).

Din diagrama reprezentată în figura 4 se vede că, pentru o anumită valoare t_g, productivitatea fiecărui strung tinde asimptotic, după o perioadă de creștere sensibilă, spre o limită determinată reprezentată prin linii întrerupte. O creștere ulterioară a productivității tehnologice K nu duce la o modificare esențială a productivității reale Q_r, pierderile pentru cursele de gol rămînînd constante.

Dacă se consideră formula de bază a productivității (5), se poate determina valoarea maximă a productivității unui strung pentru t_g = const. :

$$Q_{max} = \lim_{K \to \infty} \frac{K}{1 + K \cdot t_g} = \frac{1}{t_g}, \text{ buc./min.} \qquad (11)$$

Rezultă deci că cu cît valoarea t_g este mai mică, cu atît limita de creștere a productivității este mai mare și cu atît există posibilități mai mari de creștere a productivității tehnologice K. Dacă t_g scade tinzînd către zero, productivitatea Q_r tinde către productivitatea tehnologică :

$$Q_{max} = \lim_{t_g \to 0} \frac{K}{1 + K \cdot t_g} = K, \text{ buc./min.} \qquad (12)$$

Deci dacă se mărește numai productivitatea tehnologică menținînd pe t_g = const., orice mașină-unealtă va prezenta o limită a creșterii productivității. Reiese că oricît s-ar mări productivitatea tehnologică (prin introducerea de scule cu calități superioare, suprapunerea unor faze de gol în timp, concentrarea sculelor pentru aceeași fază etc.), productivitatea nu depășește totuși o anumită valoare (fig. 4).

Dacă însă, concomitent cu mărirea productivității tehnologice, se reduce timpul pentru cursele de gol, productivitatea reală a mașinii-unelte poate fi mărită nelimitat.

Din cîte se vede, nu există o limită a productivității mașinilor-unelte și ea poate fi mărită ținînd seamă de factorii care o influențează.

Considerînd discuția de mai sus, rezultă că productivitatea strungurilor automate este net superioară față de cea a strungurilor revolver și paralele, recomandîndu-se utilizarea acestor mașini-unelte acolo unde există producție de serie mare sau chiar mijlocie și unde aceste mașini se pretează.

[1] *Vlad, Al.* și *Grigorescu, H.* Reglarea strungurilor automate. București, Ed. tehnică, 1965.

[2] *Granger, G.I.A.* Possibilités du décolletage automatique sur tours multibroches. Paris, Eyrolles, 1961.

]3] *Saumean, G. A.* Mașini automate. București, Ed. tehnică, 1957.

CZ 621.833.1:621.923.52

Unele probleme ridicate de procedeele noi de finisare a roților dințate cilindrice

EMIL VAN SAANEN și VLAD BARZACOVSCHI

Metodele de execuție a roților dințate cilindrice folosite în trecut duceau la o serie de erori de fabricație ca, de exemplu: forma neprecisă a evolventei, abateri de la direcția dinților, suprafețele flancurilor dinților insuficient de netede și curate etc.

În ultimii ani, aceste erori au putut fi corectate în mod apreciabil prin introducerea ševeruirii și honuirii danturii.

Procedeul ševeruirii (fig. 1) constă într-o răzuire mecanică a suprafeței flancurilor dinților după operațiile de mortezare sau frezare a danturii, înainte de călire. Așchierea se face cu o sculă specială — šever — un disc dințat confecționat din oțel rapid, prevăzut pe flancuri cu canale pentru formarea muchiilor așchietoare.

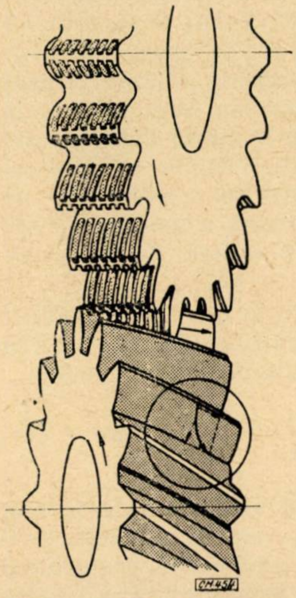


Fig. 1

Între flancurile ševerului și ale roții dințate cu care angrenează se produce, din cauza poziției încrucișate a axelor acestora, o mișcare de alunecare dublă: una în sensul înălțimii dinților produsă de rostogolirea în timpul angrenării și alta în sensul longitudinal al dinților roții.

Viteza contactului de alunecare în sens longitudinal a dinților este cu atît mai mare cu cît unghiul de încrucișare al axelor este mai mare (fig. 2).

Răzuirea propriu-zisă a flancurilor la dinții roții se produce prin deplasarea tăișurilor ševerului în sensul lungimii dinților roții, în timpul rostogolirii ševerului angrenat sub acțiunea unei forțe de apăsare cu roata.

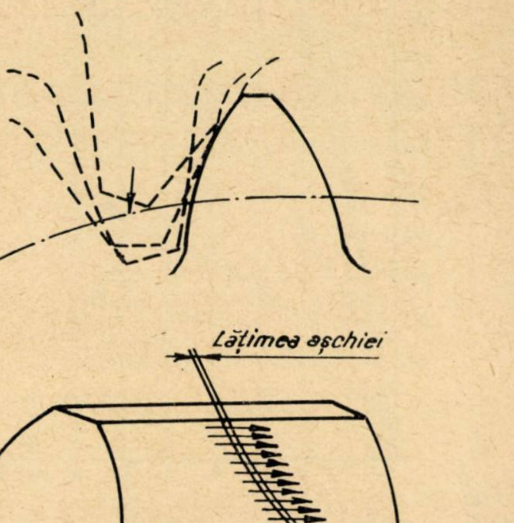


Fig. 2

Astfel, răzuirea flancurilor la dinți se realizează datorită înclinării dinților ševerului, respectiv a unghiului de încrucişare dintre cele două axe ale şeverului şi ale roţii, la care se mai adaugă şi deplasarea comandată a roţii în sensul lungimii dinţilor.

Şeveruirea se execută înainte de tratamentul termic al roţilor dinţate, cînd rezistenţa materialului roţii este de 60. . .70 kgf/mm^2, pentru a nu produce uzura prematură a tăişurilor şeverului. În unele cazuri se şeveruiesc roţi dinţate care au duritatea Brinell de 350 kgf/mm^2 (38 HRC) şi chiar roţi cu duritatea de 450 kgf/mm^2 (47 HRC).

La toate metodele de şeveruire a roţilor dinţate cilindrice cu dantura exterioară, piesa este fixată pe dorn între vîrfuri şi este antrenată de şeverul cu care se află în angrenare. La şeveruirea roţilor dinţate cu dantura interioară, şeverul este antrenat de piesă pentru a fi protejat la suprasarcini, iar piesa este strînsă într-o mandrină specială.

Şeveruirea este un procedeu de finisare, care ameliorează rapid suprafaţa dintelui, precizia profilului, îmbunătăţind remarcabil angrenarea roţilor dinţate, corectînd însă în mică măsură bătaia radială şi erorile de divizare.

Înlocuieşte rectificarea flancurilor dinţilor la numeroase categorii de roţi dinţate cilindrice cu dantura exterioară şi este singurul procedeu de finisare a flancurilor dinţilor angrenajelor cu dantura interioară de dimensiuni mici şi mijlocii, care realizează timpi de lucru mult mai mici şi, ca atare, reduce substanţial preţul de cost.

Honuirea roţilor dinţate cilindrice constă într-o rodare cu abraziv a suprafeţelor flancurilor dinţilor pe maşini speciale de honuit dantura care funcţionează pe acelaşi principiu ca şi maşinile de şeveruit. Honuirea se face cu ajutorul unor discuri cu dinţi avînd corpul confecţionat din material plastic impregnat cu abraziv sau din oţel cu un strat abraziv.

Honuirea nu are ca scop să corecteze erorile de prelucrare sau tratament termic, ci se face pentru a lustrui suprafaţa flancurilor dinţilor la roţile dinţate şeveruite şi tratate termic. Roţile dinţate care nu sînt şeveruite şi tratate termic nu se honuiesc.

Introducerea acestor procedee noi de finisare a ridicat diferite probleme în legătură cu proiectarea roţilor dinţate care se şeveruiesc, a utilajului (în special a sculelor), cu procesul tehnologic de execuţie şi cu controlul preventiv şi final.

Prin rezolvarea acestor probleme se poate asigura o aplicare corectă a noilor metode de finisare, în final obţinîndu-se rezultate bune în îmbunătăţirea calităţii roţilor dinţate.

Din punct de vedere al construcţiei roţii dinţate, atît şeveruirea cît şi honuirea impun o serie de soluţii constructive specifice.

Astfel, la şeveruire, piesele se fixează pe dornuri, cu o rezemare suplimentară pe feţele laterale. La construcţia roţii dinţate trebuie ţinut seamă de acest fel de prindere. Roţile dinţate, în special cele de diametre mai mari, necesită o suprafaţă laterală prelucrată suficient de lată. S-a observat la unele roţi că suprafaţa laterală prelucrată este de 4—6 mm, din care motiv nu se asigură posibilitatea unei aşezări şi strîngeri precise în timpul şeveruirii. Este necesar să se mărească constructiv suprafaţa laterală de bazare la minimum 8—10 mm pentru o bună strîngere a piesei, ceea ce ar asigura şi o poziţie mai stabilă pe platformele de depozitare pentru a proteja piesele de lovituri.

De asemenea este foarte important să se respecte raportul dintre diametrul alezajului şi diametrul exterior cuprins între limitele de 1/3 şi 1/4, deoarece la alezaje mici şi diametre exterioare mari bătaia radială e mult mai greu de eliminat.

Se recomandă apoi ca profilul de referinţă (cremaliera de referinţă) al danturii să fie acceptabil pentru şeveruire, avînd de exemplu coeficientul jocului la fund $c = 0{,}3$ m.

Toleranţa diametrului exterior al roţii dinţate trebuie stabilită ţinînd seamă de prelucrarea pe maşinile de honuit dantura. La aceste maşini, toleranţa admisă a diametrului exterior este de 0,05 mm. Dacă este mai mare, presiunea dintre pinion şi scula de honuit se măreşte mult, ducînd la uzura prematură sau chiar la ruperea sculei.

De obicei, toleranţa la diametrul exterior se stabileşte pe considerentul că cuţitele de la semiautomatul multicuţit, pe care se strunjeşte pinionul, se uzează cu 0,12 mm în 4 ore, după care se ascut. În cazul pieselor ce urmează a fi honuite, pentru a menţine toleranţa de 0,05 mm este necesar să se reascută cuţitele la fiecare 2 ore.

La roţile dinţate cu dantura dublă trebuie să se ţină seamă de mărimea degajării dintre danturi, pentru a se putea realiza şeveruirea danturii mici. În acest scop, se face o verificare grafică sau analitică conform recomandării din catalogul maşinilor de şeveruit.

La roţile dinţate ce se călesc după şeveruire trebuie ţinut seamă ca secţiunile să fie alese favorabil din punct de vedere al deformaţiilor posibile determinate de tratamentul termic, evitînd pe cît posibil discontinuităţile, precum şi variaţiile de volum.

Din punct de vedere tehnologic, roţile dinţate care urmează a fi şeveruite trebuie prelucrate cu multă grijă începînd de la operaţiile de strunjire.

Toleranţa alezajului trebuie să fie JE2, iar toleranţa bătăii radiale şi frontale, înainte de şeveruire, să nu depăşească 0,015 mm. Se recomandă ca baza tehnologică de aşezare a piesei, la operaţiile de broşare a alezajului şi de tăiere a danturii, să fie prelucrată fin în scopul evitării bătăii laterale.

În cazul alezajelor canelate se recomandă rectificarea diametrului interior al canelurilor, astfel ca centrarea la operația de șeveruire să se facă pe dorn neted și nu canelat, deoarece centrarea roților dințate pe fundul canelurilor nu asigură o precizie satisfăcătoare.

Cum abaterile ce rezultă din broșarea verticală a canelurilor sînt mai mici decît cele de la broșarea orizontală, se poate evita rectificarea diametrului interior al canelurilor butucului cu condiția broșării lor pe mașină verticală.

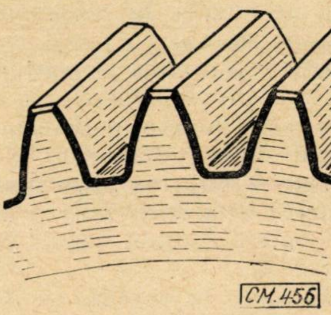


Fig. 3

Roțile dințate, după tăierea danturii și înainte de șeveruire, trebuie în mod obligatoriu debavurate și ajustate. S-a constatat că mărimea bavurilor provenind din operațiile anterioare de frezare sau mortezare atinge cîteodată 4—5 mm, iar neîndepărtarea lor duce la uzura rapidă și la ruperea șeverului.

Este bine ca debavurarea să fie făcută pe mașini speciale de debavurat și teșit, prin îndepărtarea mecanică a așchiilor, sau prin cel mai modern procedeu de debavurare electrochimică — elizarea. În lipsa mașinilor, debavurarea trebuie să se facă de către ajustor, cu grijă, fără deformarea suprafețelor de bazare tehnologică. Teșitura (fig. 3) se taie la 45° și, funcție de modulul m, are valoarea 0,25—0,37 m.

Stabilirea procedeului optim de șeveruire în funcție de posibilitățile mașinii, lățimea dinților și materialul roții dințate reprezintă o etapă foarte importantă. Se cunosc trei metode de șeveruire a roților dințate cu dantura exterioară.

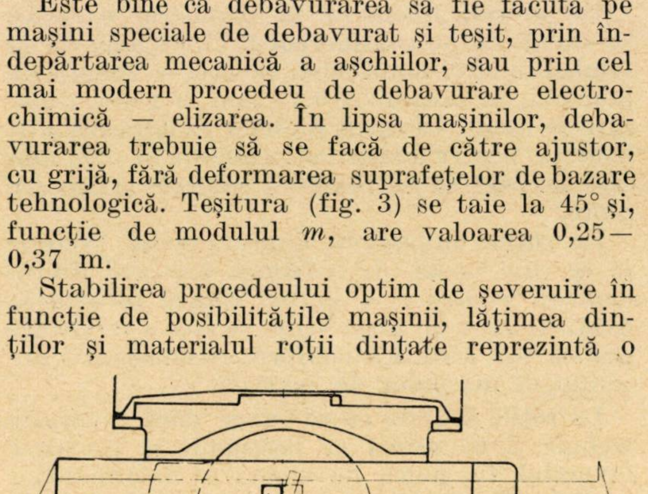


Fig. 4

Astfel, șeveruirea prin deplasări paralele (fig. 4) reprezintă un procedeu economic pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepți și cu lățimea dinților mai mare de 50 mm, utilizînd șevere cu lățime de 20 mm. Dezavantajul metodei : din cauza curselor de lucru mai lungi necesită un timp de lucru mai mare decît șeveruirea în diagonală.

În figura 4 apar : piesa *1*, șeverul *2*, unghiul dintre axe α și cursa mesei *s*.

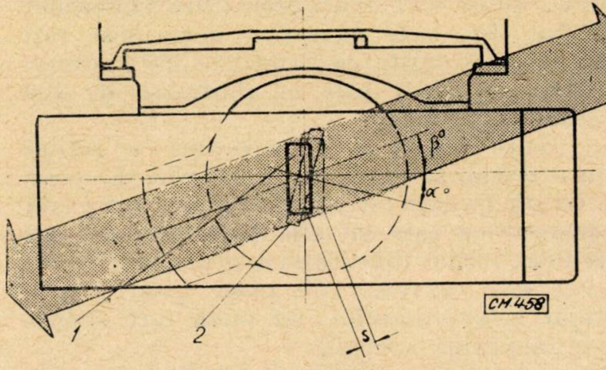


Fig. 5

Șeveruirea prin deplasări în diagonală este economică pentru roțile dințate cu lățimea dinților sub 50 mm. Roata de prelucrat *1* (fig. 5) se așază astfel încît axa ei formează un unghi cu direcția de deplasare în fața discului șever, iar cu axa discului șever un unghi egal cu unghiul de înclinare a dinților discului șever (β° — unghiul diagonalei).

Șeveruirea prin deplasări transversale (fig. 6) poate fi considerată ca un caz special al șeveruirii prin deplasarea în diagonală, și anume cînd unghiul de încrucișare a axelor este de 90°. Lățimea discului șever trebuie să fie mai mare decît lățimea roții dințate. Se aplică în special la roțile dințate duble, la șeveruirea coroanei mici.

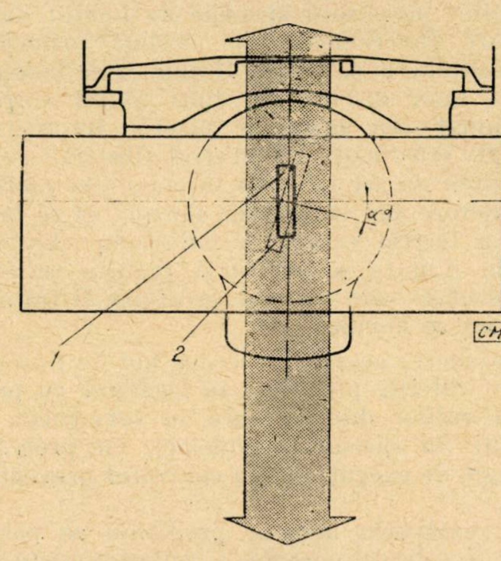


Fig. 6

Pentru roțile dințate cu dantura interioară se cunosc două metode de șeveruire (aplicate de firma Hurth și Red Ring) : șeveruirea prin deplasări paralele (fig. 7) şi şeveruirea cu avans intermitent, prin mortezarea piesei (fig. 8). În figura 7 se precizează : piesa *1*, şeverul *2*, axa piesei *3*, axa şeverului *4*, axa avansului *5*, sensul de antrenare *6*, avansul şeverului *7*,

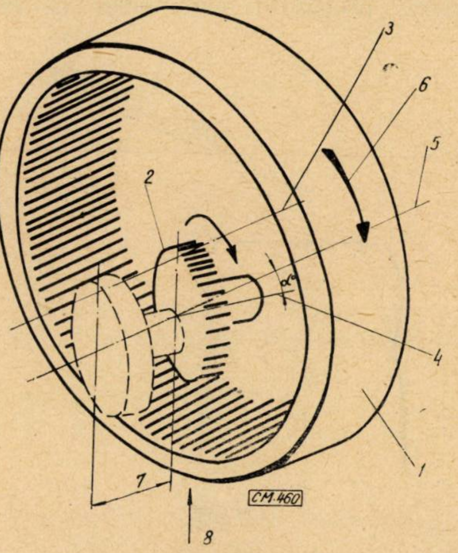


Fig. 7

şi avansul radial al piesei *8*. În figura 8 se păstrează aceleaşi notaţii cu următoarele excepţii : *5*—distanţa dintre axe, *7*—paralelă la axa piesei, *8* — intersecţia axelor, *9* — avansul intermitent al piesei.

Şeveruirea roţilor dinţate cu dantura interioară se execută pe maşini speciale, potrivite pentru fabricaţia în serie.

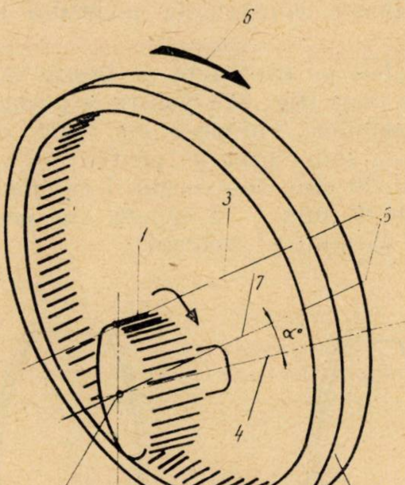


Fig. 8

La aşezarea roţii dinţate pe maşină este foarte importantă poziţionarea ei faţă de şever. Trebuie ca axa de susţinere a lăţimii roţii să se suprapună cu a şeverului, iar cursa de deplasare a şeverului se va stabili astfel ca să depăşească la limita de cursă ambele feţe laterale ale roţii dinţate cu 1 mm. Reglarea poziţiei piesei este arătată în figura 9 pentru o roată dinţată avînd lăţimea coroanei de 16 mm. Se observă că partea stîngă a lăţimii dintelui corespunde pe calibru exact la 8 mm.

Poziţionarea şeverului trebuie verificată la reglarea maşinii şi periodic.

Viteza periferică de aşchiere a şeverelor la roţile dinţate, cu diametrul mai mare de 0,9 m, se ia de 90—120 m/min, iar la roţile dinţate sub 0,9 m, de 120—150 m/min.

La roţile dinţate care au duritatea de 350 HB sau mai mare, viteza de tăiere este de circa 75—90 m/min.

În tabela 1 se evidenţiază cîteva erori tipice de prelucrare a roţilor dinţate ce pot apărea la şeveruire, indicîndu-se cauzele probabile ale apariţiei erorii la prelucrarea dinţilor drepţi şi înclinaţi.

S-a observat la şeveruire că uleiul sulfurat Mx102, STAS 2800-51, pentru răcirea şi spălarea aşchiilor nu este suficient de fluid. Se recomandă folosirea uleiului sulfurat cu circa 2% sulf, cu solvenţi chimici pentru sulf.

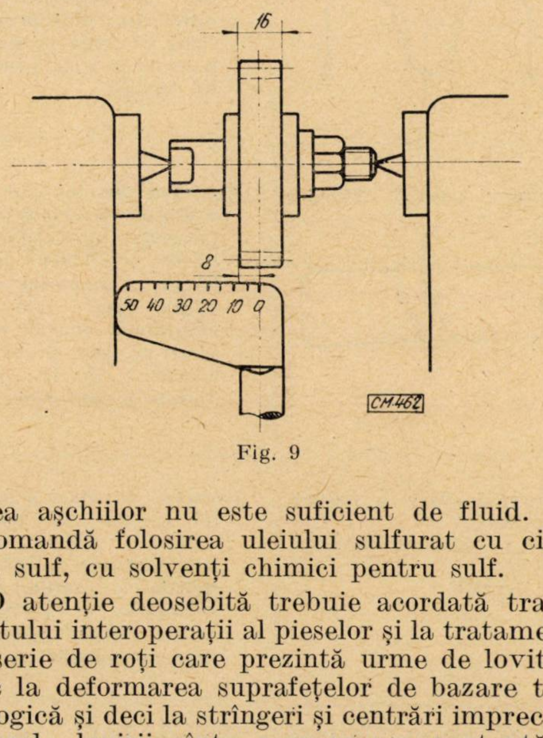
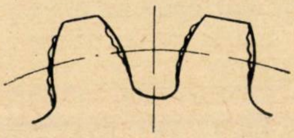
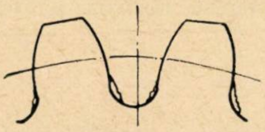
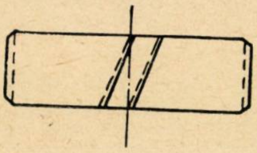
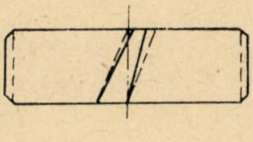


Fig. 9

O atenţie deosebită trebuie acordată transportului interoperaţii al pieselor şi la tratament. O serie de roţi care prezintă urme de lovituri duc la deformarea suprafeţelor de bazare tehnologică şi deci la strîngeri şi centrări imprecise. Cauzele lovirii sînt : manevrarea neatentă a pieselor la introducerea şi scoaterea lor din dispozitive, transportul neglijent de la şeveruire la tratamentul termic etc. Remedierea constă în transportarea pe platforme speciale (containere) prevăzute cu bare verticale, pe care piesele să se introducă cu grijă. Aceste platforme trebuie executate astfel încît să poată fi transportate cu electrocare stivuitoare.

În ce priveşte construcţia sculelor, la proiectarea frezelor de danturare a roţilor dinţate în vederea şeveruirii trebuie să se prevadă protuberanţa de 0,05—0,075 mm (fig. 10) la vîrful

Tabela 1

Erori de prelucrare a dinţilor	Cauzele probabile ale erorii de prelucrare a dinţilor drepţi şi înclinaţi
Abaterea de la profil pe flancul dintelui ; abaterea pasului de divizare ; nerectiliniaritatea liniei de contact a dinţilor înclinaţi 	Abaterea profilului sau a pasului de divizare a dinţilor şeverului la ascuţire ; eroarea pasului circular al dinţilor roţii ; adaos mărit la capul şi piciorul dinţilor ; interferenţa capului dinţilor şeverului din cauza diametrului exterior majorat al şeverului ; imprecizia unghiului de încrucişare a axelor şeverului şi a piesei.
Abateri locale ale profilului la piciorul dinţilor 	Profilarea insuficientă a dinţilor roţii la baza dinţilor din cauza diametrului exterior micşorat al şeverului sau interferenţa dinţilor şeverului cu curba de racordare de la baza piciorului dinţilor.
Abaterea pasului circular 	Abaterea pasului circular a dinţilor şeverului peste toleranţa admisibilă de 0,003 — 0,004 mm ; bătaia şeverului pe maşină peste toleranţa admisibilă (0,005 mm) erori de pas şi bătaia radială a dinţilor roţii dinţate la danturare.
Eroarea cumulată a pasului circular ; abaterea lungimii normalei comune ; bătaia radială	Eroarea cumulată a pasului circular şi bătaia radială a dinţilor roţii la danturare ; bătaia radială a dinţilor roţii pe maşina de şeveruit ; bătaia radială a şeverului pe maşină.
Abaterea direcţiei dinţilor, simetrică pe ambele flancuri ; conicitatea dinţilor	Neparalelismul direcţiei deplasării longitudinale a şeverului faţă de axa roţii, în planul radial.
Abaterea direcţiei dinţilor într-o parte pe ambele profile (fără conicitate) 	Abaterea direcţiei dinţilor la danturare ; abaterea unghiului de încrucişare a axelor şeverului şi a roţii dinţate ; abaterea unghiului de înclinare a dinţilor şeverului.

dinţilor frezei şi un adaos de şeveruire de 0,025 —0,1 mm pe flancul dinţilor.

Adaosurile mari de şeveruire duc la uzura rapidă a şeverelor.

Protuberanţa la freze este necesară pentru subtăierea profilului evolventei la flancuri,

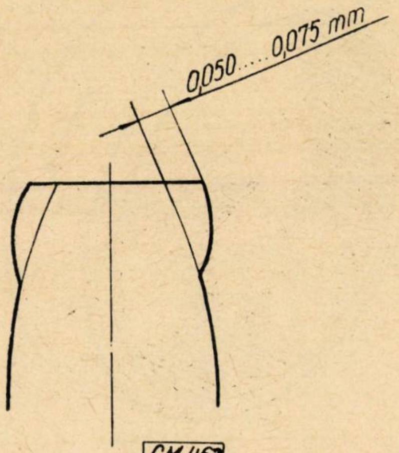


Fig. 10

sub nivelul începutului profilului activ, astfel încît după aşchierea adaosului de prelucrare să nu rămînă prag (fig. 11) la piciorul dinţilor şi să se ajungă la profilul corect prevăzut pentru flancuri.

Trebuie precizat că de calitatea şeverului depinde calitatea şeveruirii şi la proiectarea lui se va ţine seamă de toţi factorii angrenajului. În ce priveşte construcţia şeverului se recomandă :

— canalele pe suprafaţa de tăiere să fie suficient de mari (fig. 12) pentru a permite evacuarea aşchiilor, valoarea lor fiind cuprinsă între 1,2—2 mm ; practic, pentru un şever cu lăţimea de 20 mm, se execută 7 canale, pentru lăţimea de 25 mm — 8 canale, iar pentru lăţimea de 35 mm — 9 canale ;

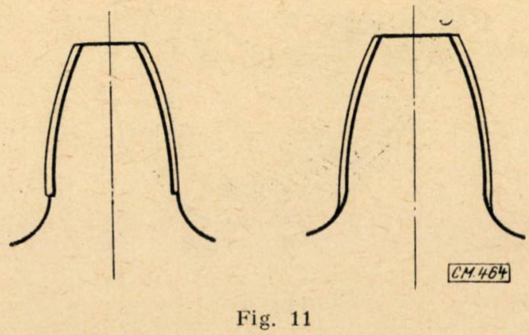


Fig. 11

— evacuarea aşchiilor făcîndu-se la capetele canalelor, este necesar ca acestea să aibă adîncimea uniformă, deci să fie paralele cu profilul evolventei (fig. 13: *1* — canal corect ; *2* — ieşire strangulată) ;

— se observă că, la canalele şeverelor executate prin mortezare cu cuţite piepteni, fundul este drept şi capetele lor au secţiune mai mică ; după cîteva ascuţiri capetele canalelor se pot micşora în aşa fel că nu mai permit o bună evacuare a aşchiilor şi se înfundă, provocînd deseori ruperea dinţilor ;

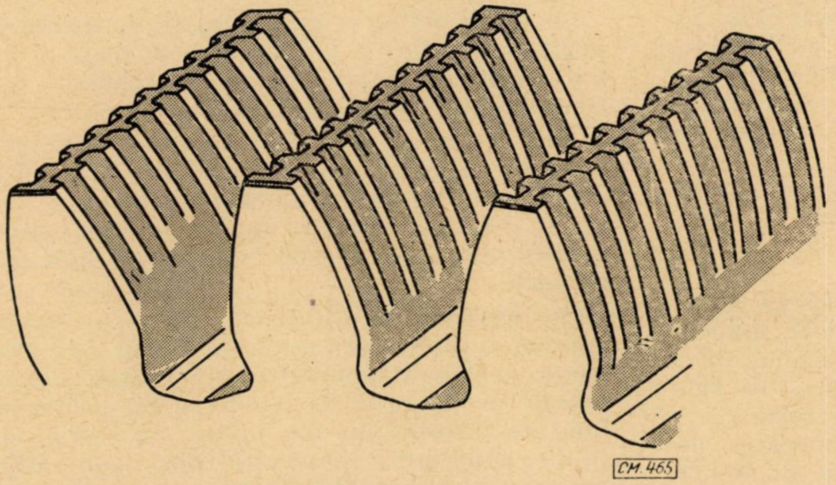


Fig. 12

— se recomandă ca profilul canalelor, care este de obicei pătrat, să se execute trapezoidal (fig. 14) pentru a se obţine o rezistenţă mai mare la ruperea tăişurilor şi a se facilita evacuarea aşchiilor ; unghiul de înclinare este de 6° ;

— profilul de evacuare sau găurile de la baza dintelui şeverului trebuie să fie suficient de mari pentru a permite o evacuare uşoară a aşchiilor.

Pentru ca şeverul să lucreze în bune condiţii, el trebuie să fie ascuţit la timp, verificîndu-se zilnic uzura tăişurilor. Cînd şeverul taie bine, suprafaţa prelucrată are luciu de oglindă cu urme discrete, paralele cu flancurile. Cînd şeverul nu taie, suprafaţa este mată şi cu zgîrieturi fine.

Ascuţirea la timp a şeverelor le asigură durabilitate corespunzătoare ; circa 4 000 piese între două ascuţiri şi circa 8 000—12 000 piese pe toată durata şeverului.

Din punctul de vedere al organizării producţiei se impun o serie de măsuri :

— verificarea periodică, săptămînală, a utilajului, în special a elementelor supuse uzurii ; eliminarea vibraţiilor şi asigurarea preciziei ;

— crearea unui stoc de piese de uzură al dispozitivelor, pentru înlocuirea celor uzate ;

— verificarea şi curăţarea de impurităţi a uleiului de răcire şi curăţarea de sedimente a bazinului de ulei ;

— sablarea atentă a roţilor dinţate turnate pentru a nu permite nisipului, spălat de pe piese şi antrenat de ulei, să uzeze şeverul.

Controlul are un rol foarte important în obţinerea unor roţi dinţate de calitate. El trebuie realizat intermediar — pe linie şi final — la cap de linie.

Controlul intermediar are ca scop depistarea din timp a erorilor de prelucrare la fiecare operaţie şi se face verificîndu-se la fiecare maşină de danturat o piesă din lot.

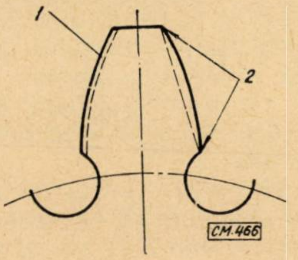


Fig 13

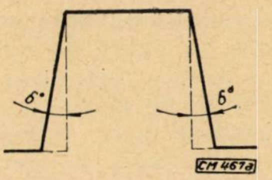


Fig. 14

Controlul final se face după terminarea tuturor operaţiilor şi comportă aspectul dimensional, poziţia şi mărimea petei de contact pe flancurile dinţilor şi controlul de zgomot în angrenare.

O metodologie corectă a controlului în producţia de serie mare, cu condiţia ca materialul să fie uniform, constă în înregistrarea rezultatelor în două fişe : una înainte de tratamentul termic consemnînd abaterile de excentricitate, abaterile de la evolventă, bătaia radială şi frontală etc., iar a doua la controlul final, în care se trec poziţia şi mărimea petei de contact.

O problemă foarte importantă este cea a deformaţiilor determinate de tratamentul termic. Fiecare roată dinţată are o deformaţie caracteristică în funcţie de material şi tratament termic. Compensarea acestor deformaţii reclamă o corectare la şeveruire înainte de tratament. Pentru depistarea deformaţiilor se iau din lot un număr de 5—6 piese cu dantura avînd profilul în evolventă corectă, după şeveruire şi înainte de tratamentul termic. După tratament se aleg 5—6 dinţi la fiecare roată şi se verifică deformarea conturului evolventei.

Deformarea este de obicei maximă la vîrful dinţilor şi către axa lor, ceea ce înseamnă că grosimea la vîrf este mai mică decît cea necesară. Se face media valorii la cei 5—6 dinţi ai unei roţi, apoi la cele 5—6 roţi dinţate, după care se corectează profilul şeverului ca să se asigure după tratament un profil corect.

Se constată, la roţile dinţate cu dinţi înclinaţi, tendinţa de micşorare a unghiului de înclinare după tratament. Deci, după verificări, este necesar să se lase un unghi mai mare înainte de tratament, corespunzător corectării danturii.

Pentru îmbunătăţirea în continuare a suprafeţelor la roţile dinţate a fost introdus, în ultimul timp, procedeul de honuire a dinţilor, adică rodarea cu abraziv a suprafeţelor flancurilor pe maşini speciale de honuit care funcţionează pe acelaşi principiu ca şi maşinile de şeveruit.

Scula, adică discul de honuit, este prevăzută ca şi discul şever cu dinţi, angrenînd cu roata supusă honuirii şi păstrînd un joc la fund de 0,2 mm.

În timpul operaţiei de honuire, discul abraziv şi roata angrenată se rostogolesc în ambele sensuri, cu viteză de rotaţie mare, discul fiind presat asupra roţii cu o forţă de 80—140 kgf, în funcţie de mărimea şi modulul roţii.

Discul abraziv antrenează în mişcarea de rostogolire roata în lucru, care este deplasată axial, în faţa discului abraziv, de masa purtătoare.

Discul abraziv, prin uzură, poate pătrunde mai adînc în dantura roţii supusă la honuire.

Profilul dinţilor discului de honuit se regenerează singur prin frecarea de flancurile dinţilor roţii supusă la honuire.

După circa 100—120 roţi honuite sau cînd jocul la fund, prin pătrunderea discului de honuit în roată, se reduce sensibil, trebuie ca vîrfurile dinţilor discului de honuit să fie retăiate cu un diamant astfel încît jocul la fund revine la mărimea iniţială de 0,2 mm, iar contactul se păstrează pe partea activă a flancurilor.

La maşinile de construcţie nouă sînt de obicei 2, 4 şi 6 curse duble de honuire.

Se pot honui roţile cilindrice cu dinţii drepţi sau înclinaţi pînă la diametrul de 320 mm, modulul 1,25—6,5 mm, iar lungimea dinţilor pînă la 150 mm.

Pe maşina Churchill tip SAH.10, cu două curse de honuire, la o roată dinţată cu $Z = 38$ şi $m = 5$ se ia în mod curent un strat de 0,01 mm din grosimea flancurilor dinţilor. Stratul maxim, care se poate îndepărta la o cursă dublă de honuire, poate ajunge la 50 μm ceea ce, deşi este posibil, se evită pentru a nu provoca o uzură mai intensivă a discurilor de honuit.

Timpul necesar pentru honuirea unei roţi dinţate este relativ mic ; la roţile dinţate care intră în componenţa cutiilor de viteze la autovehicule sau tractoare este de obicei sub un minut, deci considerabil mai mic decît timpul corespunzător rectificării.

Durata de utilizare a unui disc de honuit, în funcţie de duritatea oţelului, de modul, de numărul de dinţi şi lăţimea roţii, cît şi de atenţia cu care lucrează operatorul, este de circa 2 000 roţi cu modulu $m = 5$ şi $Z = 40$ şi pînă la circa 7 000 roţi cu modulul 2,25—3 şi $Z = 23$.

Ca să se obţină o durată mare de utilizare pentru discurile de honuit trebuie luate anumite precauţii la prelucrarea şi mînuirea roţilor dinţate înainte de honuire.

Este important ca roţile dinţate călite, primite din atelierul de tratament termic, să aibă suprafeţele flancurilor dinţilor curate, fără lovituri şi fără deformaţii determinate de tratamentul termic (în special la roţile cu dinţi înclinaţi).

Se apreciază că se poate obţine o durată maximă a sculei dacă scula de honuit este utilizată pentru a îndepărta prin rodare numai urmele de tăiere şi de bavuri şi nu pentru a înlătura deformaţiile din lovire sau erorile de profil importante provenite din deformările datorite tratamentului termic.

Roţile dinţate trebuie necondiţionat verificate prin rostogolirea lor, angrenate cu o roată etalon înainte de honuire.

Dacă comparatorul aparatului de verificare indică bătăi importante la dinţii roţilor, urmele de lovituri, respectiv deformaţii, se îndepărtează cu ajutorul unei pietre-creion abraziv.

Pentru a mări durata de utilizare a discului de honuit se poate aplica o pastă de rodat cu pensula, pe fiecare roată dinţată, cînd se montează pe maşina de honuit.

Pentru o utilizare completă, discurile abrazive cu dinţii complet uzaţi se pot retăia din nou cu un cerc de rostogolire nou avînd un diametru mai mic.

Retăierea se poate executa cu ajutorul unei pietre speciale montate pe o maşină de rectificat plan.

În concluzie, procedeele tehnologice de şeveruire şi de honuire marchează un progres important în prelucrarea roţilor dinţate cu suprafeţele flancurilor netezite fin (lustruite), asigurîndu-se o angrenare liniştită şi o durabilitate sporită comparabilă cu aceea a roţilor cu dantură rectificată.

Şeveruirea şi honuirea prezintă avantajul unor suprafeţe fin netezite de clasa 9 (0,7 μm) la flancurile dinţilor cu timpi de lucru mici, cum şi prelucrarea danturilor cu diametrul mic la roţile duble etajate, la care dantura cu diametrul mic nu se poate rectifica nefiind accesibilă cu piatră abrazivă.

Îmbunătăţirea calităţii roţilor dinţate obţinute prin honuire se reflectă în micşorarea zgomotului cu 3—4 decibeli pentru roţile honuite, adică o reducere a zgomotului cu 30—38%.

Pentru a se obţine rezultate corespunzătoare prin aceste procedee tehnologice noi trebuie stabilită o colaborare strînsă între constructor, tehnolog, executant şi control, pentru rezolvarea ansamblului de măsuri necesare în vederea obţinerii unor roţi dinţate de calitate.

---

[1] *Sauer, L.* Scule pentru danturare. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
[2] *Lăzărescu, I.* Calculul şi construcţia sculelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.
[3] Technische Information a firmei Hurth.
[4] *Rogg, O.* Beitrag zur Frage des Zahnradschabens. In : VDI Zeitschrift, nr. 8, 1956.
[5] *Künster, H.* Schaben von Zahnrädern in der Mittel- und Kleinserienfertigung. In : Werkstattstechnik, nr. 2, 1963.

CZ 621.981.21.001.5

Cercetări privind arcuirea pieselor în V obţinute din tablă, prin îndoire liberă

CONSTANTIN ILIESCU şi ION TUREAC

Îndoirea este una dintre cele mai răspîndite operaţii de modificare a formei prin presare la rece, care se foloseşte în mare măsură pentru obţinerea diferitelor piese din tablă sau din alte laminate profilate.

Prin îndoirea la rece a semifabricatelor este posibilă obţinerea pieselor de diferite dimensiuni şi profiluri, atît în secţiune transversală, cît şi longitudinală, din tablă cu grosimea cuprinsă între 0,01 şi 100 mm. În funcţie de dimensiunile şi forma piesei de îndoit, de profilul iniţial al semifabricatului şi de caracterul producţiei, îndoirea se poate realiza cu ajutorul matriţelor la prese, la instalaţii speciale, manuale sau mecanizate sau la maşini speciale de îndoire şi profilare. Îndoirea cu raze mici a pieselor de dimensiuni mici şi mijlocii se realizează în mod obişnuit cu ajutorul matriţelor la prese.

Un parametru foarte important care determină atît conţinutul şi desfăşurarea procesului tehnologic de fabricare a pieselor, cît şi construcţia matriţei de îndoire este raza interioară, de îndoire, a piesei.

Raza maximă admisibilă pentru ca îndoirea să aibă totuşi loc se determină cu formula :

$$r_{max} = \frac{E \cdot g}{2 \cdot \sigma_c}, \qquad (1)$$

în care :

E este modulul de elasticitate a materialului ;

g — grosimea materialului ;

σ_c — limita de curgere a materialului.

Raza minimă admisibilă la îndoire trebuie să corespundă plasticităţii materialului piesei, astfel ca în zona de îndoire să nu apară fisuri. Mărimea acesteia se stabileşte în funcţie de limitele deformaţiilor admisibile ale fibrelor extreme ale semifabricatului şi depinde de mai mulţi factori, dintre care mai principali sînt :

— proprietăţile mecanice ale materialului piesei ;

— unghiul de îndoire care determină tensiunea la întinderea fibrelor exterioare ale materialului ;

— poziţia liniei de îndoire faţă de direcţia de laminare a materialului piesei ;

— starea muchiilor semifabricatului de îndoit (dacă are bavuri sau nu şi care este poziţia acestora la îndoire).

Valorile razei minime admisibile de îndoire se determină cu suficientă precizie pe cale experimentală, pentru fiecare caz concret de îndoire, sau se poate determina analitic cu ajutorul formulei generale :

$$r = \frac{g}{2}\left(\frac{1}{\delta} - 1\right), \qquad (2)$$

în care g este grosimea materialului şi δ — alungirea materialului, în unităţi relative.

Îndoirea la rece a materialului sub formă de tablă reprezintă, după cum este cunoscut un proces de deformare elasticoplastică. Aceasta se desfăşoară în mod diferit pe cele două părţi ale semifabricatului de îndoit, situate de o parte şi de alta a stratului neutru.

Procesul de îndoire, adică îndoirea propriuzisă, se realizează datorită deformaţiilor plastice suferite de material, care sînt remanente.

Fiind un proces de deformare elasticoplastică, îndoirea este însoţită întotdeauna de o deformare elastică a piesei, după scoaterea acesteia din matriţă, cunoscută în literatura tehnică de specialitate sub denumirea de arcuire.

Arcuirea face necesară corectarea dimensiunilor părţilor active ale sculelor matriţei de îndoire, în scopul obţinerii formei corecte a piesei. Mărimea arcuirii pieselor îndoite se exprimă prin unghiul de arcuire, care reprezintă diferența dintre unghiul piesei după îndoire și unghiul poansonului de îndoire.

Valoarea arcuirii pieselor după îndoire depinde de mai mulți factori, cum sînt : proprietățile mecanice și grosimea materialului piesei, raza de îndoire, forma piesei, tipul matriței de îndoire, modul de îndoire etc.

Varietatea formei pieselor și a factorilor care influențează asupra mărimii arcuirii nu permit elaborarea unor formule analitice de calcul aplicabile pentru toate cazurile de îndoire. Din această cauză, în scopul obținerii unor rezultate cît mai concludente, arcuirea se determină experimental, separat pentru fiecare caz de îndoire. Așa se și explică faptul că în ultimul timp literatura de specialitate recomandă relații de calcul stabilite pe cale experimentală, părăsindu-se cele generale, care nu în toate cazurile sînt confirmate de rezultatele practice.

Un parametru deosebit de important care influențează sensibil arcuirea este raza de îndoire, care însă în relațiile generale simplificate, puse la îndemînă pentru utilizare în practică, se face simțit în mică măsură și numai pentru $\frac{r}{g}<5$. Experiențele arată însă că influența razei este cu atît mai mare cu cît raza relativă crește.

În cazul îndoirii cu raze mari, $\frac{r}{g}>12$, pe lîngă unghiul de arcuire, trebuie să se determine și modificarea razei de îndoire r, care după arcuirea piesei devine mai mare, r_1. De aceea, la proiectarea matrițelor de îndoire, pe lîngă corectarea unghiului părților active ale sculelor, se va corecta și raza de rotunjire a muchiilor.

Literatura de specialitate oferă proiectanților valori privind mărimea arcuirii razelor și unghiurilor pieselor, parțial însă și numai pentru materiale de proveniență străină.

Dezvoltarea industriei constructoare de mașini și aplicarea pe o scară din ce în ce mai largă a procedeelor de obținere a pieselor prin presare la rece au dus la producerea în țara noastră a unei cantități tot mai mari de tablă. S-a ajuns ca multe întreprinderi să folosească în exclusivitate tablă românească. Această situație impune cunoașterea comportării tablelor indigene în procesul tehnologic de prelucrare prin presare la rece.

Adoptarea, la proiectare, a valorilor privind corecția parametrilor geometrici ai părților active ale sculelor de îndoire pentru materialele românești, prin comparație cu cele străine de aceeași marcă, nu se verifică întrutotul în practică. În plus, există cazuri frecvente în care nu se găsește o echivalență sensibil apropiată între materiale.

Cercetările efectuate pe baza experiențelor realizate în laboratorul de tehnologia ștanțării și matrițării la rece, din cadrul Institutului politehnic — Brașov, au permis determinarea arcuirii pieselor după îndoire. Experiențele au fost efectuate în cazul îndoirii libere, fără calibrare, pentru piese în formă de V. Pentru îndoire s-au folosit semifabricate fără bavuri, confecționate din diferite table în stare recoaptă produse în țara noastră. Îndoirea s-a făcut normal, adică linia de îndoire a fost perpendiculară pe direcția de laminare a tablei.

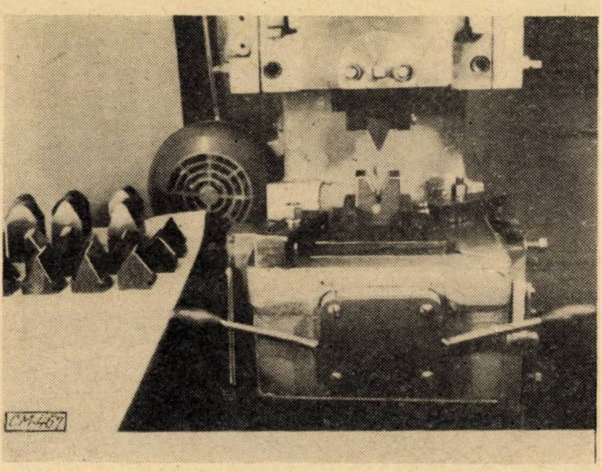


Fig. 1

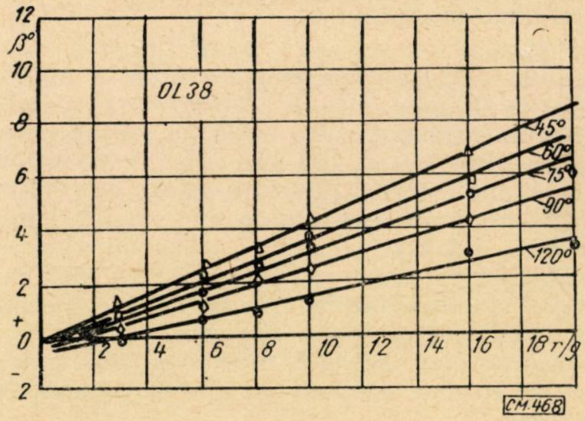


Fig. 2

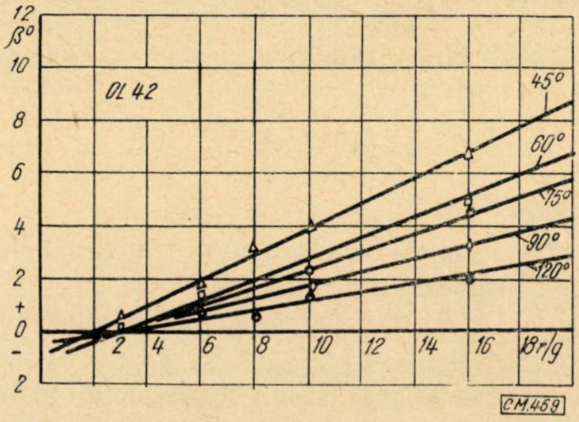


Fig. 3

Pentru încercări a fost folosită o matriță universală cu schimbare rapidă a poansonului și plăcii active (fig. 1).

În diagramele din figurile 2—14 sînt sintetizate rezultatele obținute privind mărimea unghiului de arcuire a pieselor în funcție de raportul $\frac{r}{g}$.

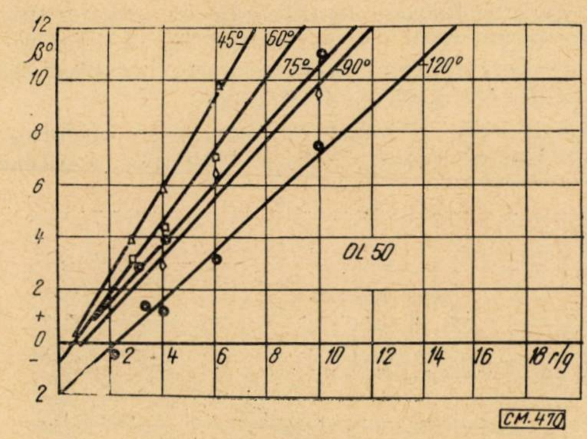


Fig. 4

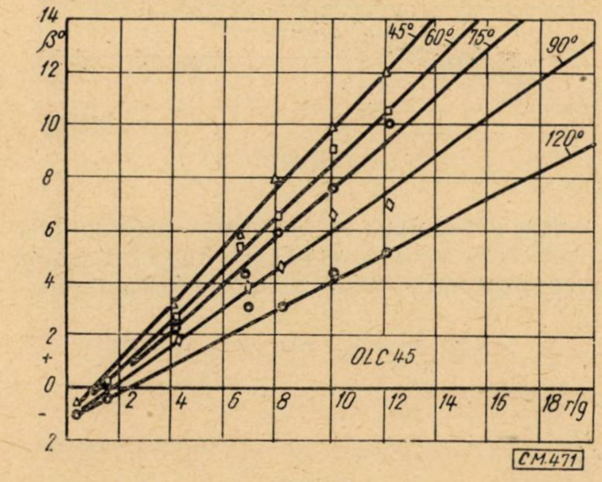


Fig. 5

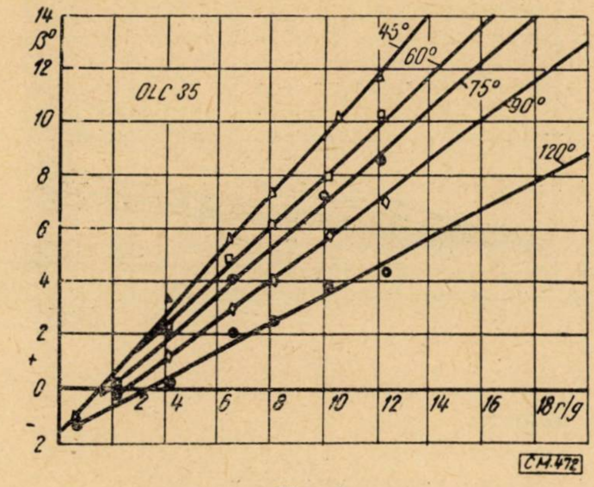


Fig. 6

Pentru determinarea mărimii unghiului de arcuire a pieselor, indiferent de valoarea raportului $\frac{r}{g}$, se pot utiliza și formulele din tabela 1, stabilite de asemenea pe baza rezultatelor experimentale obținute.

Arcuirea negativă a pieselor îndoite, pentru valori mici ale raportului $\frac{r}{g}$, se explică prin aceea că o parte din semifabricatul aflat în zona de îndoire este mai întîi îndoit și apoi, la sfîrșitul cursei active, ca urmare a apăsării poansonului, este din nou îndreptat, adică îndoit în sens invers.

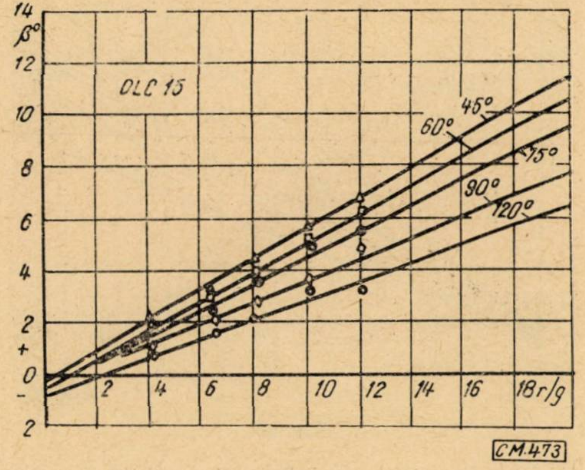


Fig. 7

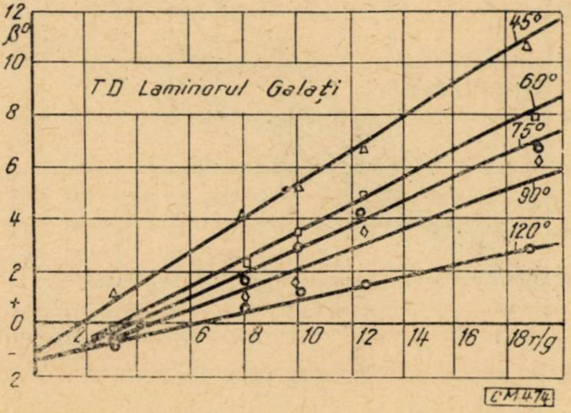


Fig. 8

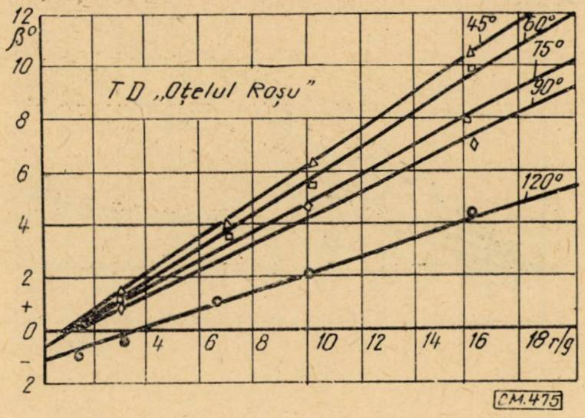


Fig. 9

Deformarea elastică a piesei în zona îndoită depinde foarte mult, în ce priveşte arcuirea razei, de valoarea raportului $\frac{r}{g}$. Măsurările efectuate au arătat însă că ecruisarea neuniformă a materialului şi tensiunile neuniforme de-a lungul piesei în zona îndoită (fig. 15) duc la o arcuire neuniformă a razei şi aceasta începînd numai de la o anumită valoare a raportului $\frac{r}{g}$ (fig. 16). Experienţele arată că arcuirea razei piesei începe după ce stratul neutru al deformaţiilor nu se mai deplasează, adică pentru $\frac{r}{g} > 5$ şi devine mai sensibilă pentru $\frac{r}{g} > 8-10$. Ţinîndu-se seamă că în practică se folosesc uzual table cu grosimi minime în jur de 0,5 mm, rezultă că arcuirea razelor pieselor după îndoire apare începînd de la valori ale razei de 3—4 mm.

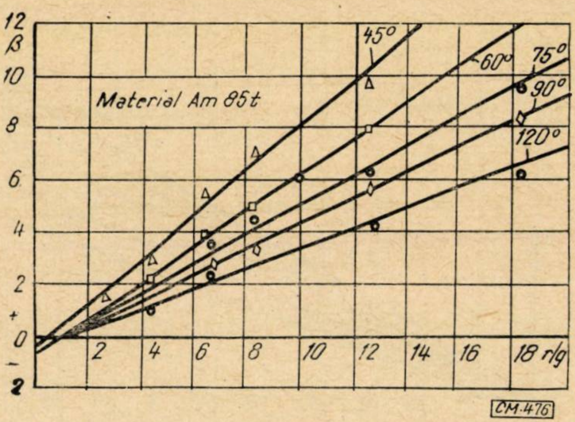


Fig. 10

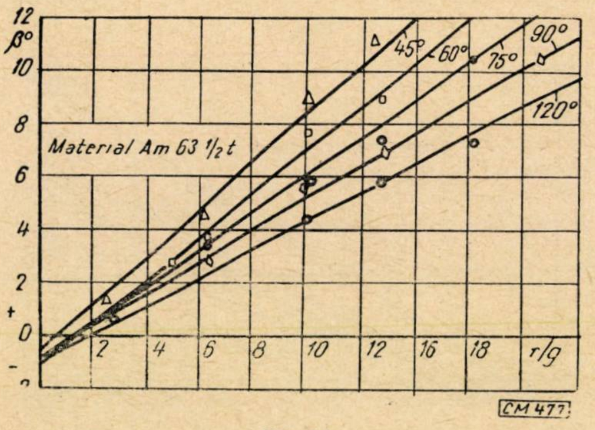


Fig. 11

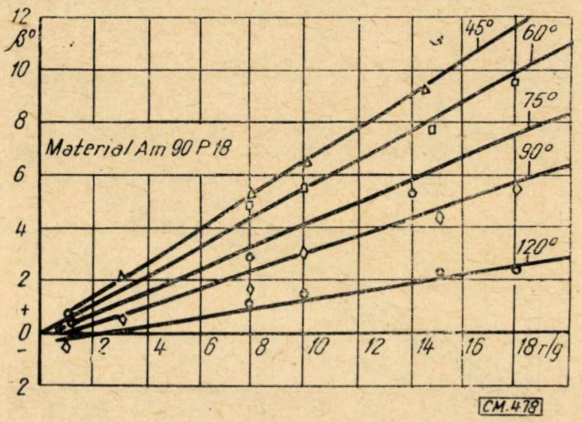


Fig. 12

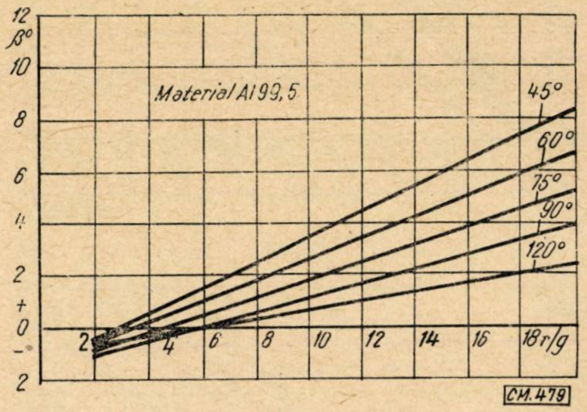


Fig. 13

În ipoteza că arcuirea razei este uniformă de-a lungul piesei îndoite, valoarea acesteia se poate determina, cu suficientă precizie pentru practică, pe baza egalităţii lungimii arcelor corespunzătoare razelor, înainte şi după arcuire :

$$L = \frac{\pi \cdot r\,(180-\alpha_p)}{180} = \frac{\pi \cdot r_1\,(180-\alpha_p-2\beta)}{180},$$

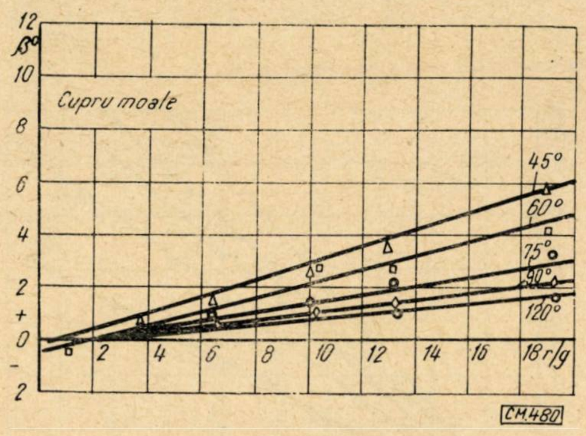


Fig. 14

de unde :

$$r_1 = r\,\frac{180-\alpha_p}{180-\alpha_p-2\cdot\beta},$$

în care, r este raza poansonului ; r_1 — raza piesei după îndoire şi α_p — unghiul poansonului.

Arcuirea razei pieselor îndoite din table, pentru care s-au determinat şi unghiurile de

Tabela 1

Material	Unghiul de îndoire				
	45°	60°	75°	90°	120°
OL 38	$0{,}424\frac{r}{g}-0{,}14$	$0{,}429\frac{r}{g}-0{,}22$	$0{,}455\frac{r}{g}-1{,}85$	$0{,}299\frac{r}{g}-0{,}49$	$0{,}208\frac{r}{g}-0{,}61$
OL 42	$0{,}478\frac{r}{g}-1{,}0$	$0{,}386\frac{r}{g}-1{,}2$	$0{,}330\frac{r}{g}-1{,}1$	$0{,}29\frac{r}{g}-1{,}2$	$0{,}170\frac{r}{g}-0{,}55$
OL 50	$1{,}68\frac{r}{g}-0{,}90$	$1{,}40\frac{r}{g}-0{,}92$	$0{,}18\frac{r}{g}-1{,}4$	$1{,}09\frac{r}{g}-1{,}20$	$0{,}915\frac{r}{g}-1{,}95$
OLC 45	$1{,}10\frac{r}{g}-1{,}10$	$0{,}985\frac{r}{g}-1{,}45$	$0{,}875\frac{r}{g}-1{,}28$	$0{,}725\frac{r}{g}-1{,}25$	$0{,}538\frac{r}{g}-1{,}4$
OLC 35	$1{,}16\frac{r}{g}-1{,}9$	$0{,}939\frac{r}{g}-1{,}4$	$0{,}873\frac{r}{g}-1{,}8$	$0{,}745\frac{r}{g}-1{,}9$	$0{,}512\frac{r}{g}-1{,}64$
OLC 15	$0{,}585\frac{r}{g}-0{,}2$	$0{,}55\frac{r}{g}-0{,}5$	$0{,}484\frac{r}{g}-0{,}54$	$0{,}409\frac{r}{g}-0{,}59$	$0{,}367\frac{r}{g}-0{,}97$
TD (Laminorul-Galați)	$0{,}642\frac{r}{g}-1{,}25$	$0{,}525\frac{r}{g}-1{,}75$	$0{,}462\frac{r}{g}-1{,}72$	$0{,}380\frac{r}{g}-1{,}76$	$0{,}205\frac{r}{g}-1{,}45$
TD (Oțelul roșu)	$0{,}664\frac{r}{g}-0{,}42$	$0{,}627\frac{r}{g}-0{,}65$	$0{,}550\frac{r}{g}-0{,}50$	$0{,}424\frac{r}{g}-0{,}60$	$0{,}334\frac{r}{g}-1{,}25$
Am 85 t	$0{,}852\frac{r}{g}-0{,}45$	$0{,}682\frac{r}{g}-0{,}65$	$0{,}545\frac{r}{g}-0{,}60$	$0{,}480\frac{r}{g}-0{,}55$	$0{,}382\frac{r}{g}-0{,}36$
Am 63 $^1/_2$ t	$0{,}922\frac{r}{g}-0{,}88$	$0{,}825\frac{r}{g}-1{,}30$	$0{,}710\frac{r}{g}-1{,}16$	$0{,}610\frac{r}{g}-0{,}92$	$0{,}545\frac{r}{g}-1{,}15$
Am 95 P 18	$0{,}702\frac{r}{g}-0{,}42$	$0{,}540\frac{r}{g}-0{,}10$	$0{,}413\frac{r}{g}-0{,}10$	$0{,}372\frac{r}{g}-0{,}30$	$0{,}157\frac{r}{g}-0{,}35$
Al 99,5	$0{,}475\frac{r}{g}-1{,}45$	$0{,}396\frac{r}{g}-1{,}42$	$0{,}340\frac{r}{g}-1{,}62$	$0{,}268\frac{r}{g}-1{,}60$	$0{,}188\frac{r}{g}-120$
Cu moale	$0{,}320\frac{r}{g}-0{,}28$	$0{,}272\frac{r}{g}-0{,}48$	$0{,}167\frac{r}{g}-0{,}34$	$0{,}160\frac{r}{g}-0{,}6$	$0{,}105\frac{r}{g}-0{,}35$

arcuire, este dată, pentru fiecare caz în parte, în diagramele din figurile 17—20.

Din analiza rezultatelor referitoare la arcuirea razelor pieselor îndoite se constată că mărimea unghiului de îndoire nu influențează sensibil valoarea acesteia, motiv pentru care arcuirea lor s-a stabilit ca fiind funcție numai de calitatea materialului.

Rezultă că arcuirea razei pieselor după îndoire poate fi exprimată, pentru o anumită categorie de materiale, numai în funcție de limita de curgere a materialului și de valoarea razei poansonului de îndoire.

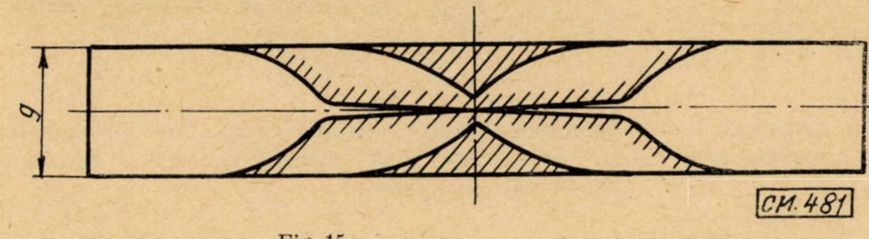


Fig. 15

Procedeul de experimentare folosit poate servi și ca metodă de laborator în scopul aprecierii proprietăților tehnologice ale tablelor, prin comparație cu aceste rezultate, întrucît ecruisarea acestora într-un grad cît de mic atrage după sine deosebiri mari în ceea ce privește valoarea arcuirii. Metoda

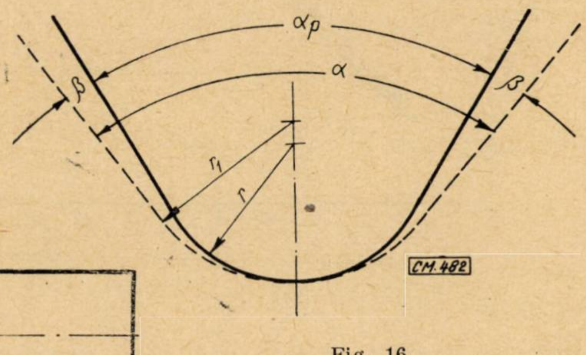


Fig. 16

este simplă, rapidă, iar rezultatele ce se obţin sînt concludente. În acest fel se poate stabili, cu suficientă precizie pentru practică, dacă tabla respectivă livrată sau care urmează a fi livrată, are gradul de ecruisare prescris sau cel dorit.

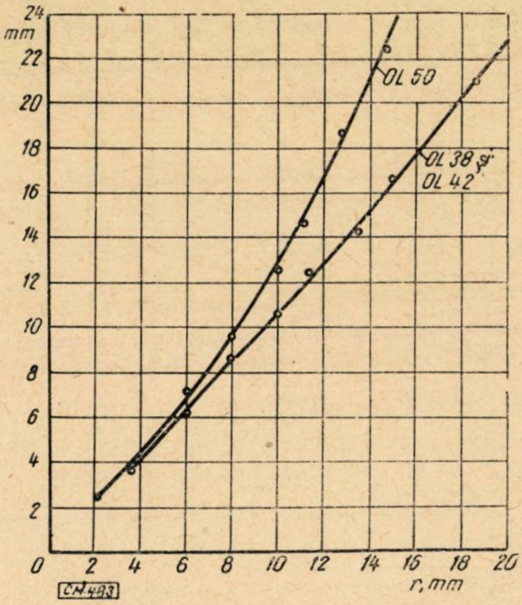


Fig. 17

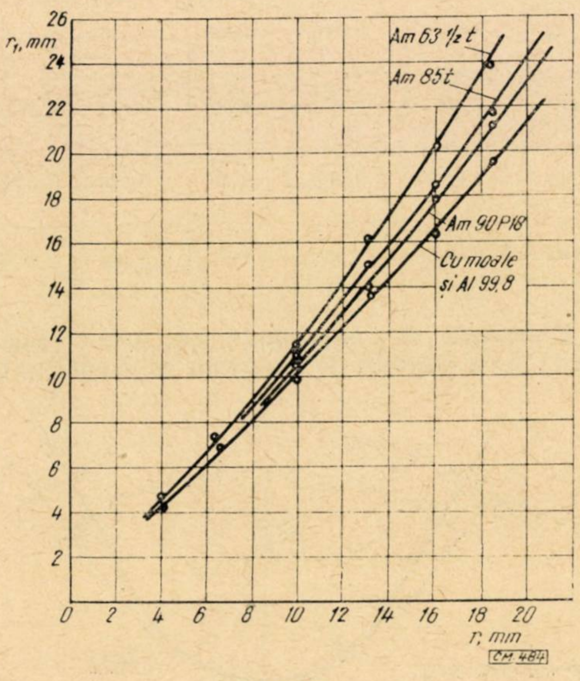


Fig. 18

Rezultatele obţinute privind arcuirea pieselor îndoite liber în formă de V, concretizate în acest articol, constituie un prim pas în determinarea unor parametri specifici proceselor de prelucrare prin presare la rece a pieselor din table indigene.

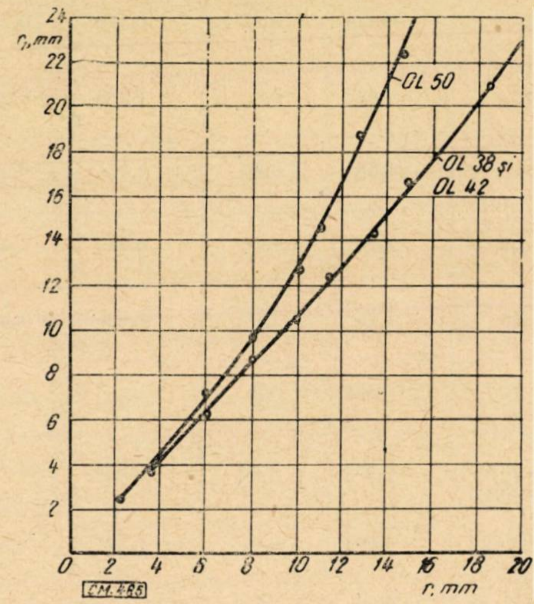


Fig. 19

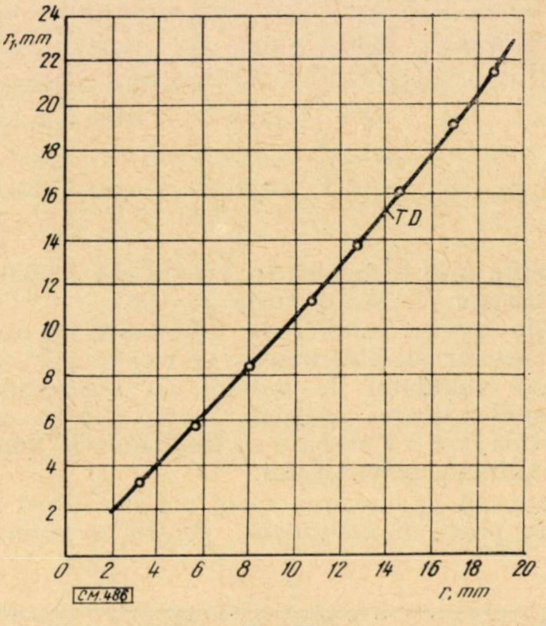


Fig. 20

CZ 621.951.001.5:669.14(498)

Contribuții la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oțelurilor românești

Prof. ing. GH. CAȘLER, V. BELOUS, AL. RENER

Catedra de mașini-unelte și scule a Institutului politehnic din Iași a inclus în tematica sa științifică, încă din anul 1956, cercetarea experimentală a unor proprietăți fizico-mecanice ale oțelurilor românești în procesele de așchiere.

Rezultate sintetice ale unor asemenea cercetări în domeniul strunjirii longitudinale au fost publicate [1]; în acest articol se prezintă rezultatele întregii grupe de lucrări experimentale [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11] privind parametrii care determină valorile forțelor și ale momentelor de torsiune în procesele de burghiere ale oțelurilor românești.

Determinarea experimentală a acestor parametri a presupus un mare volum de muncă (peste 5 000 determinări), aceasta avînd în vedere atît specificul proceselor de burghiere, cît și diversitatea oțelurilor folosite în construcția de mașini.

Încercările experimentale s-au întreprins pe mașinile de găurit cu coloană, tip A2 și tip G40 „Înfrățirea"—Oradea, cu burghie confecționate la „Fabrica de scule" din Rîșnov, cu următoarele caracteristici:

— materialul — oțel rapid RW180;

— canale elicoidale rectificate;

— raportul dintre grosimea miezului și diametru, $\eta = \frac{d_m}{d} = 0{,}15$ constant pentru toate burghiele folosite;

— unghiul canalelor elicoidale, $\omega = 26° — 32°$;

— metoda de ascuțire conică normală, procedeul Stock-Washborne, realizată cu ajutorul unui dispozitiv Kellenberger, adaptat pe o mașină de rectificat universală K.U.250;

— parametrii ascuțirii, $\alpha_e = 12°$, $\psi = 55°$, $2K = 120°$.

Operațiile de burghiere s-au efectuat cu viteze de așchiere de 7—10 m/min, cu răcire cu un lichid 5% emulsie.

Dacă se consideră că rezultatele forțelor de așchiere de pe tăișurile principale sînt concentrate în punctele A, iar cele de pe tăișul transversal în punctele A', schema forțelor de așchiere descompuse după trei direcții rectangulare va fi cea reprezentată în figura 1. Forțele de avans P_x și P'_x vor fixa valoarea forței totale de avans P, forțele P_y și P'_y se vor anula reciproc, iar forțele P_z și P'_z vor fixa valoarea momentului de torsiune. Nu este figurată acțiunea forțelor care au o influență neglijabilă.

Determinările experimentale s-au efectuat cu ajutorul unui dinamometru bidimensional, cu sistem elastic Paramonov, modificat pentru lecturi directe cu microindicatoare (fig. 2: 1 — pentru citirea forțelor axiale și 2 — pentru citirea momentelor de torsiune [2]) și cu amortizor de vibrații torsionale hidraulic.

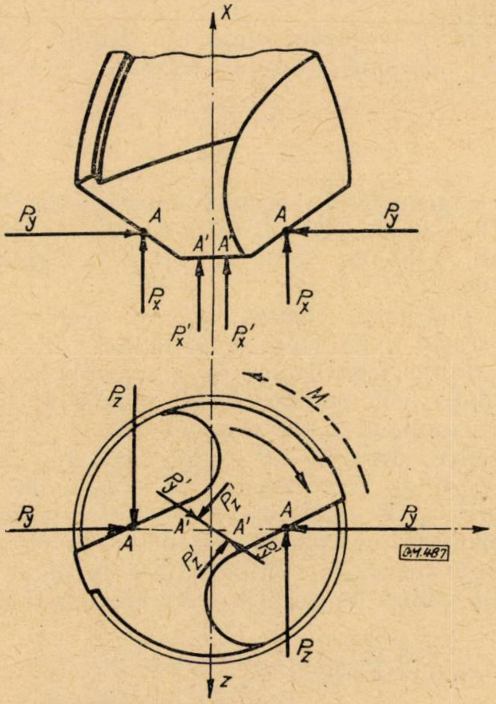


Fig. 1

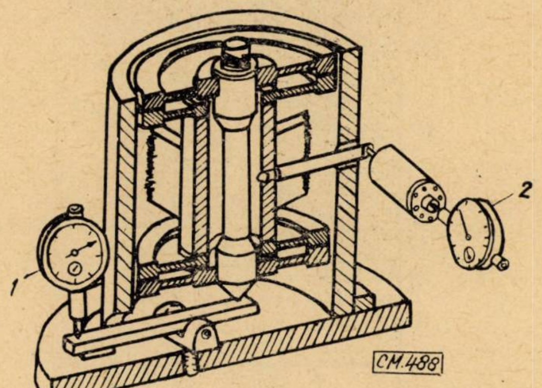


Fig. 2

Construcția dinamometrului a permis să se măsoare forțe axiale pînă la circa 1 500 kgf, cu o sensibilitate de 4,25 kgf/diviziune, și momentele de torsiune pînă la 800 kgfcm, cu o sensibilitate de 4,22 kgfcm/diviziune. Curba de etalonare a aparatului a stabilit de asemenea că deformațiile variază liniar cu forța axială și cu momentul de torsiune.

Simplitatea aparaturii folosite, cum și ușurința lecturii, au permis în primul rînd o experimentare extrem de bogată și, o dată cu determinarea exponenților x_p, y_p, x_M, y_M și a coeficienților C_p, C_M, pe baza unui număr mare de experimentări, să se tragă și o serie de concluzii teoretice asupra dinamicii proceselor de burghiere.

Lucrările experimentale au stabilit valorile acestor parametri după relațiile cunoscute:

$$P = C_p \cdot d^{x_p} \cdot s^{y_p}; \qquad (1)$$

$$M = C_M \cdot d^{x_M} \cdot s^{y_M}, \qquad (2)$$

pentru grupele de oțeluri cuprinse în STAS 500-49, 880-49, 793-53, 872-49, 792-53, 795-49, 873-53, 1456-50, 1456-53, 1700-50, 600-61 și 3611-61.

Ca metodică, pentru fiecare oțel cercetat s-au trasat două rînduri de drepte în coordonate dublu logaritmice la $s =$ const. și $d =$ const., atît pentru forța axială P, cît și pentru momentul de torsiune M.

Fiecare dreaptă $P = f_1(s)$ la $d =$ const., $P = f_2(d)$ la $s =$ const., $M = f_3(s)$ la $d =$ const. și $M = f_4(d)$ la $s =$ const. s-a trasat, în conformitate cu relațiile (1) și (2), la viteze de așchiere apropiate, acționîndu-se în acest scop asupra gamei de turații a mișcării principale.

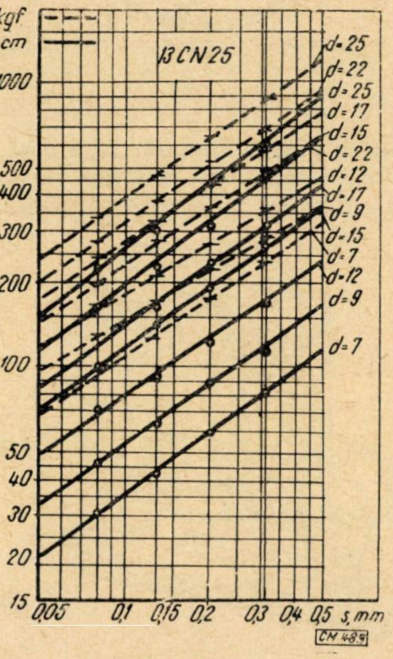


Fig. 3

Pentru fiecare material s-au întocmit cîte două diagrame dublu logaritmice de tipul celor din figurile 3 și 4.

Datele experimentale cuprinse în diagrame au fost folosite pentru determinarea exponenților x_p, y_p, x_M, y_M și a coeficienților C_p și C_M, după metodica expusă în [2].

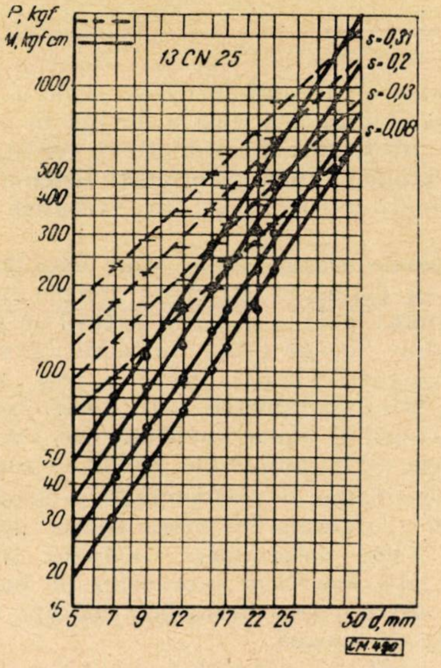


Fig. 4

Aceste valori sînt cuprinse sintetic în tabela 1 și pot fi folosite în proiectarea proceselor tehnologice, ca și în proiectarea utilajelor corespunzătoare.

Din tabela 1 se poate constata că valorile exponenților variază între limitele: $x_p = 0{,}78 - 1{,}30$, $y_p = 0{,}58 - 0{,}84$, $x_M = 1{,}44 - 1{,}95$, $y_M = 0{,}65 - 0{,}91$, iar cele ale coeficienților, $C_p = 36 - 175$ și $C_M = 3{,}4 - 19$.

Limitele rezultate sînt apropiate de cele indicate în literatura de specialitate; în acest sens, V. Löschner [17] citează următoarele valori pentru exponenți: $x_p = 0{,}7 - 1{,}4$, $y_p = 0{,}60 - 0{,}80$, $x_M = 1{,}48 - 2{,}15$, $y_M = 0{,}65 - 0{,}84$. Se subliniază însă faptul că exponentul x_M nu depășește, în lucrările catedrei, valoarea 1,95. Justificarea teoretică a acestui fapt s-a făcut în [18].

Limitele largi, marea diversitate de valori ale coeficienților și exponenților își găsesc în primul rînd explicația în caracteristicile fizico-mecanice variate ale materialelor experimentate.

★

Folosirea relațiilor (1) și (2) cu valori constante ale exponenților pentru toate materialele, indiferent de compoziție, structură și caracteristici fizico-mecanice, poate introduce în multe cazuri erori considerabile. Pentru a scoate în evidență acest lucru s-a făcut o comparație între datele experimentărilor catedrei

Tabela 1

Oțelul	STAS	HB	P, kgf			M, kgfcm		
			x_p	y_p	C_p	x_M	y_M	C_M
OL 34	500—49	99	1,02	0,63	74	1,56	0,76	10,5
OL 38	500—49	103	0,88	0,77	134	1,56	0,83	12,9
OL 42	500—49	143	1,10	0,70	65	1,78	0,74	5,3
OL 50	500—49	143	0,96	0,65	88	1,60	0,73	8,0
OL 60	500—49	207	1,09	0,78	78	1,74	0,79	6,1
OL 70	500—49	200	1,04	0,65	68	1,66	0,82	8,2
OLC 10	880—49	111	1,13	0,81	58	1,73	0,83	6,1
OLC 16	880—49	111	1,04	0,81	72	1,64	0,80	7,4
OLC 25	880—49	131	1,03	0,73	72	1,79	0,81	5,3
OLC 35	880—49	140	1,04	0,67	67	1,65	0,79	7,4
OLC 45	880—49	207	1,07	0,72	63	1,71	0,84	6,7
OLC 60	880—49	255	0,97	0,72	91	1,82	0,79	5,3
13 N 15	793—53	156	1,25	0,67	42	1,74	0,79	6,2
13 CN 25	793—53	207	1,00	0,66	70	1,56	0,73	9,1
13 CN 35	793—53	207	0,96	0,69	88	1,60	0,76	8,5
13 CN 45	793—53	229	0,95	0,79	126	1,60	0,83	10,5
35 CN 15	793—53	207	1,03	0,66	74	1,70	0,73	6,2
35 CN 25	793—53	229	1,08	0,73	76	1,69	0,77	6,5
30 CN 35	793—53	255	0,94	0,75	124	1,74	0,85	7,3
35 CN 45	793—53	269	1,00	0,84	133	1,63	0,85	10,5
40 CN 12	793—53	217	1,07	0,74	73	1,76	0,85	6,4
40 CN 17	793—53	229	1,15	0,73	64	1,93	0,84	3,9
13 C 04	873—49	111	1,11	0,67	54	1,72	0,78	6,8
15 C 07	873—49	129	1,14	0,75	56	1,77	0,80	5,6
16 MC 10	873—49	156	1,23	0,77	44	1,83	0,81	5,1
20 MC 13	873—49	156	1,10	0,64	56	1,70	0,72	6,0
15 MoC 12	792—53	170	0,93	0,68	90	1,80	0,82	6,3
20 MoC 12	792—53	180	1,05	0,71	76	1,88	0,83	5,0
25 MoC 11	792—53	207	0,92	0,82	131	1,49	0,73	12,3
33 MoC 11	792—53	203	1,02	0,81	90	1,92	0,89	4,8
41 MoC 11	792—53	207	0,89	0,71	133	1,45	0,75	14,8
41 MoC 17	792—53	229	0,97	0,76	118	1,81	0,81	6,3
Arc 1	795—49	302	1,06	0,58	67	1,66	0,78	8,5
Arc 2	795—49	285	1,05	0,67	77	1,70	0,80	6,9
Arc 3	795—49	285	1,03	0,84	129	1,81	0,91	6,9
Arc 4	795—49	285	0,96	0,77	126	1,68	0,77	7,7
Arc 5	795—49	255	0,78	0,63	146	1,60	0,80	8,9
Arc 6	795—49	255	0,87	0,68	129	1,69	0,79	7,5
Arc 7	795—49	285	1,12	0,67	81	1,75	0,79	7,3
32 M 13	873—53	207	1,22	0,73	46	1,95	0,79	3,4
36 M 17	873—53	207	1,20	0,78	54	1,80	0,79	5,1
40 C 10	873—53	217	1,29	0,66	36	1,77	0,72	4,9
36 MS 12	873—53	207	1,13	0,66	55	1,80	0,75	4,8
40 MC 11	873—53	207	1,24	0,70	48	1,89	0,81	4,5
50 VC 11	873—53	225	1,20	0,64	47	1,82	0,76	5,1
OSC 7	1 700—50	191	1,22	0,66	44	1,82	0,72	4,6
OSC 8	1 700—50	189	1,16	0,68	57	1,69	0,68	7,0
OSC 8 M	1 700—50	232	0,88	0,67	134	1,57	0,72	10,8
OSC 9	1 700—50	184	1,16	0,68	64	1,71	0,65	7,1
OSC 10	1 700—50	202	1,16	0,66	57	1,58	0,70	9,4
OSC 10 M	1 700—50	198	1,06	0,74	96	1,64	0,77	10,1
OSC 12	1 700—50	210	1,10	0,76	80	1,81	0,75	5,5
OSC 13	1 700—50	212	1,07	0,77	95	1,83	0,89	6,9
OT 60	600—61	183	1,18	0,68	58	1,69	0,84	9,5
OT 60 A	600—61	167	1,20	0,75	59	1,69	0,81	9,0
OT 45 A	600—61	162	1,28	0,72	44	1,77	0,90	7,7
OT 50	600—61	144	1,19	0,67	46	1,78	0,86	6,7
OT 45	600—61	163	1,30	0,77	42	1,82	0,82	5,6
RUL 1	1 456—50	187	0,89	0,64	131	1,52	0,76	13,2
RUL 2	1 456—50	191	1,09	0,75	99	1,68	0,71	8,7
RUL 3	1 456—50	207	1,19	0,69	57	1,64	0,72	7,9
RW 180	3 611—61	236	0,89	0,80	175	1,59	0,80	12,3
W 85	3 611—61	201	0,97	0,62	126	1,61	0,69	12,0
W 23	3 611—61	217	1,04	0,66	95	1,70	0,71	8,5
W 15	3 611—61	262	0,80	0,62	154	1,61	0,68	9,2
W 14	3 611—61	262	1,06	0,74	104	1,50	0,76	15,0
C 120	3 611—61	223	1,04	0,72	115	1,44	0,75	19,0
N 15	3 611—61	235	0,90	0,62	113	1,50	0,74	12,9
N 06	3 611—61	270	1,14	0,70	69	1,53	0,74	11,8

şi valorile reieşite prin utilizarea relaţiilor şi nomogramelor recomandate prin normativele diverselor ţări [2], [4], [19], [20], [22], [23].

Normativele M.M.C.M. [20] prezintă valorile forţei axiale P şi ale momentului de torsiune M pentru burghierea fontelor şi oţelurilor cu burghie din oţel rapid, sub formă de nomograme. Funcţie de condiţiile de lucru, valorile obţinute din nomograme sînt afectate de coeficienţii de corecţie care iau în considerare rezistenţa la rupere a materialului aşchiat, tipul ascuţirii burghiului şi starea tăişului. Autorii consideră că luarea în considerare, dintre parametrii fizico-mecanici ai materialului, numai a rezistenţei la rupere sau durităţii nu este suficientă ; faptul că duritatea nu este parametrul fizico-mecanic hotărîtor în stabilirea mărimii forţelor şi momentelor la burghiere rezultă suficient de clar din graficul din figura 5, în care s-a reprezentat mărimea forţei axiale şi a momentului de torsiune pentru oţelurile carbon cu diferite durităţi. Din aceste grafice nu se poate trage nici măcar concluzia că forţele şi momentele la burghiere ar creşte o dată cu creşterea durităţii. Prin urmare la stabilirea forţelor şi momentelor de aşchiere trebuie să se ia în considerare nu numai un singur parametru fizico-mecanic, ci ansamblul acestor parametri; acest lucru nu se poate însă realiza decît prin experimentarea fiecărui material în parte.

Normativele sovietice [22] recomandă în cazul prelucrării oţelului cu $\sigma_r = 75$ kgf/mm^2, cu burghie din oţel rapid, cu ascuţire dublă, relaţiile : $P = 68\, d^{1.0} s^{0.7} K_{MP}$, $M = 3{,}4\ d^2 s^{0.8} K_{MM}$, în care K_{MP} şi K_{MM} sînt coeficienţi de corecţie funcţie de rezistenţa la rupere a materialului prelucrat. În cazul ascuţirii normale se recomandă amplificarea cu 1,33 a valorii forţei axiale rezultate.

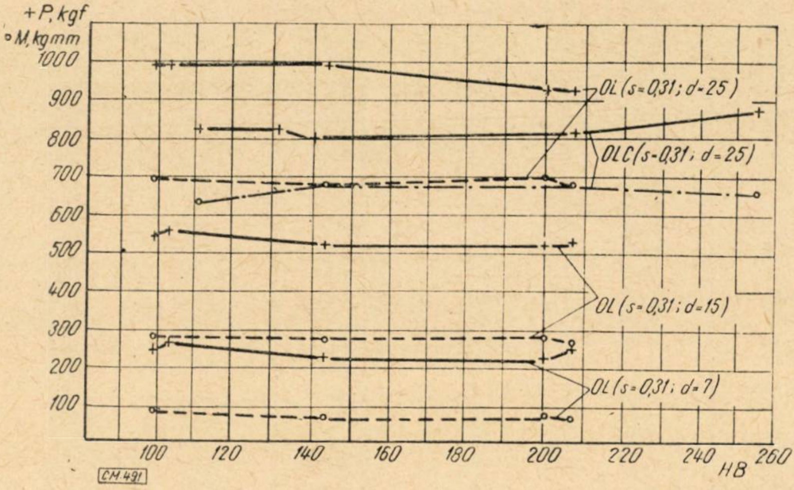


Fig. 5

Tool engineers handbook [23] recomandă pentru burghierea oţelurilor crom-nichel relaţiile : $P = 57\,000\, d^{0.8} s^{0.8} + 625\, d^2$ pounds şi $M = 25\,200\, d^{1.8} s^{0.8}$ inchpounds.

Pentru compararea datelor s-a apelat la două materiale din grupe diferite, 13 CN 25 şi Arc 5, trasîndu-se curbele de variaţie $P = f(d)$ şi $M = f_1(d)$ pentru avansul $s = 0{,}2$ mm/rot, în coordonate dublu logaritmice (fig. 6 şi 7).

Din aceste figuri apare evident faptul că folosirea exponenţilor constanţi pentru toate materialele, aşa cum se recomandă în normative, nu este satisfăcătoare, deoarece pantele dreptelor care determină aceşti exponenţi variază funcţie de material. Corecţiile prevăzute în lucrările citate nu afectează decît valorile coeficienţilor C_p şi C_M, deci nu provoacă decît translaţia acestor drepte. De aceea, în anumite domenii de valori ale lui d şi s rezultă diferenţe apreciabile. Astfel, din figura 7, pentru $d = 25$ mm, forţa calculată pe baza normativelor sovietice [22] este de 1,35 ori, iar momentul de 1,5 ori mai mare decît valorile obţinute în experimentările noastre [2]. Dacă se face o comparaţie cu normativele M.M.C.M. [20], se constată la acelaşi diametru că forţa de aşchiere este foarte apropiată de datele obţinute de autori; în schimb, rezultă că momentul de torsiune este de 1,3 ori mai mic.

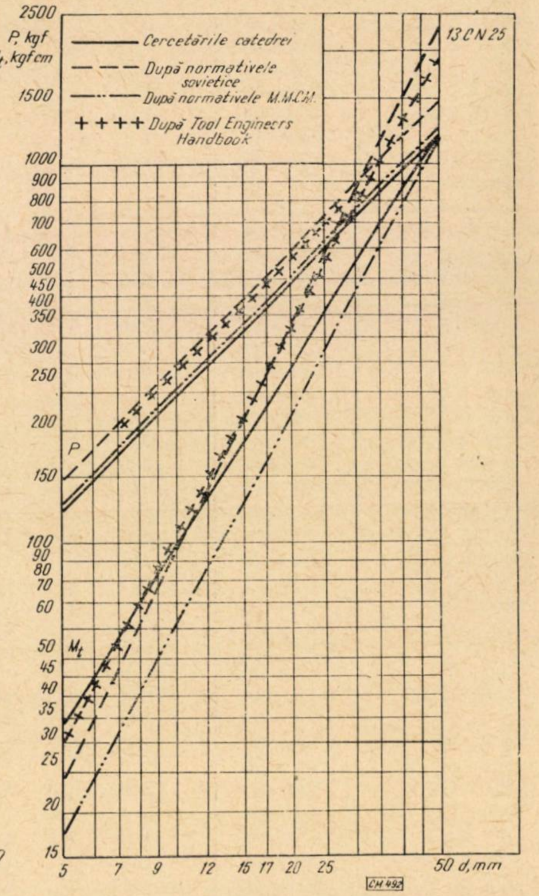


Fig. 6

În afară de determinarea experimentală a coeficienţilor C_p şi C_M, precum şi a exponenţilor x_p, y_p, x_M şi y_M pentru cazul burghierii oţelurilor româneşti, s-au efectuat în paralel şi unele studii teoretico-experimentale în legătură cu procesul de aşchiere complexă bilaterală din cazul burghierii [18] şi cu influenţa unor parametri geometrici ai burghielor elicoidale asupra forţelor şi momentelor de aşchiere [24].

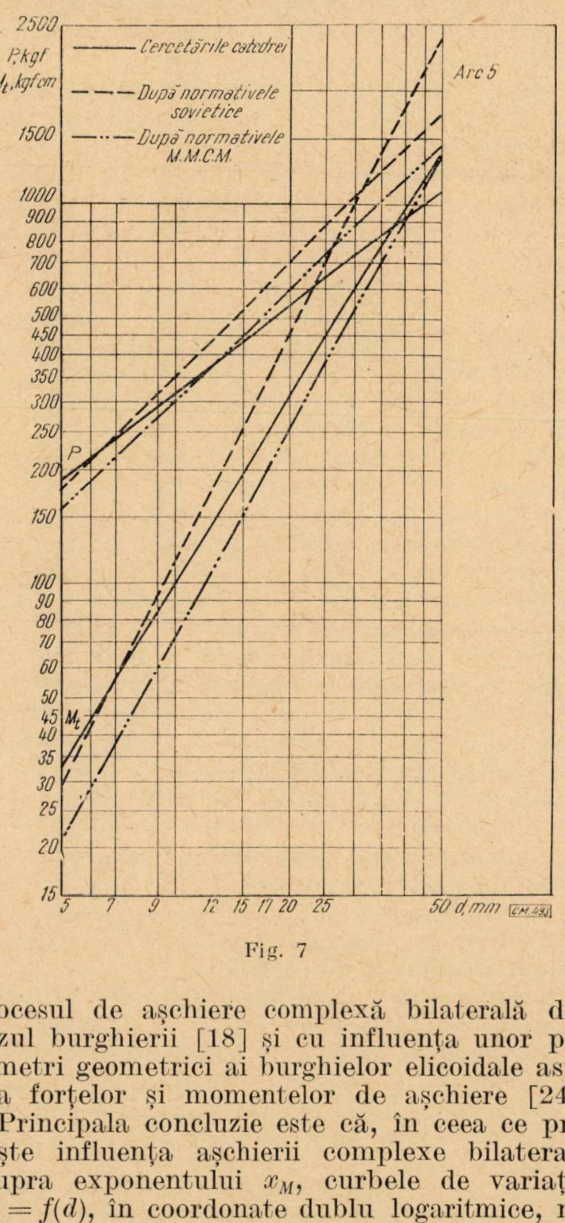


Fig. 7

Principala concluzie este că, în ceea ce priveşte influenţa aşchierii complexe bilaterale asupra exponentului x_M, curbele de variaţie $M = f(d)$, în coordonate dublu logaritmice, nu vor mai fi drepte (fig. 8), ci vor avea un coeficient unghiular variabil:

$$x_M = 2 - \frac{K}{d + K},$$

crescător cu creşterea diametrului d al burghiului, tinzînd asimptotic spre valoarea $x_M = 2$ [18], K fiind un coeficient care depinde în cea mai mare măsură de natura materialului prelucrat şi de mărimea avansului.

Prin urmare, valoarea medie a exponentului x_M, în ipoteza aproximării curbelor de variaţie prin drepte, trebuie să fie totdeauna mai mică decît 2.

Această concluzie a fost verificată la toate oţelurile româneşti standardizate experimentate [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12]; într-adevăr, din tabela 1 rezultă că valorile exponentului x_M, determinate experimental, variază în limite suficient de largi, dar rămîn totdeauna inferioare cifrei 2.

Dispersia valorilor exponentului x_M funcţie de materialul prelucrat confirmă încă o dată necesitatea continuării determinării coeficienţilor şi exponenţilor care apar în dinamica aşchierii, şi pentru celelalte procedee de prelucrare prin aşchiere. Folosirea universală în unele normative a valorii 2 pentru exponentul x_M pe baza raţionamentului simplificat din [25] poate duce evident la erori apreciabile.

Autorii consideră că valoarea 1,8 pentru x_M, recomandată de Tool engineers handbook, este mult mai indicată pentru calcule aproximative.

O valoare uşor inferioară cifrei 2 rezultă şi din datele nomogramelor cuprinse în normativele M.M.C.M.

V. Löschner indică de asemenea pentru exponentul x_M o valoare inferioară cifrei 2, pentru oţelurile cu $\sigma_r = 50$ kgf/mm² [17], ($x_M = 1{,}89$).

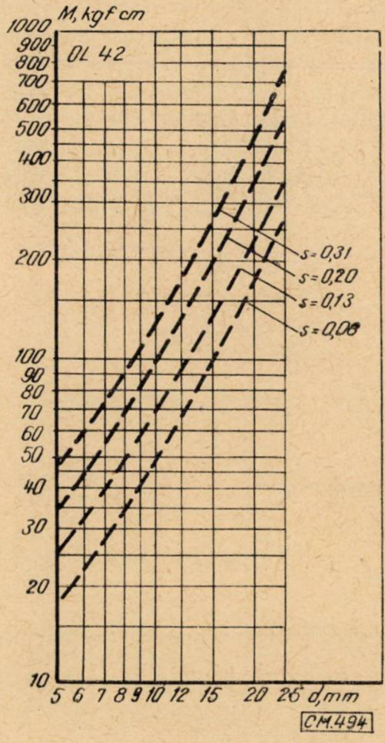


Fig. 8]

La concluzii de importanţă practică şi teoretică s-a ajuns şi prin studiul influenţei parametrilor geometrici ai burghielor elicoidale asupra dinamicii unor oţeluri româneşti [24]. În acest sens, studiindu-se influenţa grosimii miezului burghiului asupra forţei şi momentului de torsiune, s-a constatat că, în ceea ce priveşte influenţa relativă a grosimii miezului, datele obţinute sînt apropiate de cele indicate de literatura de specialitate, şi anume 70% din mărimea forţei axiale (faţă de 65%, [26]) şi 10% din mărimea momentului de torsiune (faţă de 15%, [26]) sînt preluate de zona tăişului transversal (zona miezului), iar restul de 30%, respectiv 90%, de către tăişurile principale.

Pe lîngă influenţa relativă a grosimii miezului, prezintă o deosebită importanţă şi influenţa sa absolută, în special asupra forţei de aşchiere. Încercările experimentale [24] au arătat că forţa axială la un burghiu de 15 mm, cu un raport între grosimea miezului şi diametrul burghiului de $\eta = \frac{d_m}{d} = 0{,}15$, creşte pe măsura reascuţirilor, ajungînd, la ultimele reascuţiri, să fie cu 30—40% mai mare decît la un burghiu nou. Luîndu-se în considerare şi faptul că standardele permit o variaţie a raportului η, rezultă că pentru cazurile extreme forţele pot să difere cu pînă la 75%. În general, în literatura tehnică nu a fost acordată acestei probleme importanţa cuvenită, iar normativele [19], [20], [21], [22] nu conţin coeficienţi de corecţie funcţie de grosimea reală a miezului burghiului. Se remarcă totuşi că enciclopedia Tool engineers handbook [23], după datele experimentale ale firmei National twist-drill and tool Co., obţinute la burghierea oţelurilor aliate crom-nichel, indică relaţii experimentale de calcul pentru forţele şi momentele de burghiere care ţin seamă de raportul $\eta = \frac{c}{d} = \frac{d_m}{d}$:

$$M = 23\,300\, s^{0{,}8} d^{1{,}8} \left[\frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta)^{0{,}2}} + \right. \left. + 3{,}2\, \eta^{1{,}8} \right], \text{ inchpounds}; \tag{3}$$

$$P = 12\,600\, s^{0{,}8} d^{0{,}8} \left[\frac{1 - \eta}{(1 + \eta)^{0{,}2}} + 2{,}2\, \eta^{0{,}8} \right] + + 19\,300\, C^2, \text{ pounds.} \tag{4}$$

Din diagramele corespunzătoare relaţiilor (3) şi (4) rezultă că, la o dublare a grosimii miezului, forţa de aşchiere creşte cu 60%, iar momentul cu 25%, cifre totuşi inferioare celor obţinute de autori la burghierea oţelului carbon de calitate OLC 45 şi a oţelului aliat de construcţie cu crom molibden 25 MoC 11 [24], (92%, respectiv 55%).

În tabela 2 sînt indicaţi coeficienţii de corecţie K_p pentru forţa de aşchiere, iar în tabela 3, coeficienţii de corecţie K_M pentru momentul de torsiune, luîndu-se în considerare, drept valoare de bază pentru η, valoarea $\eta = 0{,}15$, pentru care s-au determinat coeficienţii C_p, C_M şi exponenţii x_p, y_p, x_M şi y_M în toate lucrările catedrei.

Studiindu-se influenţa formei canalului şi a tăişului principal la o ascuţire cu un unghi $2K = 120°$, s-a constatat că forma şi poziţia optimă a frezelor profilate cu dinţi frezaţi la frezarea canalelor elicoidale sînt acelea care asigură o formă rectilinie tăişului principal. A rezultat de asemenea că soluţia îndreptării tăişului după ascuţire este neconvenabilă, în special din punctul de vedere al forţei axiale [24].

Cercetarea experimentală a influenţei metodei de ascuţire a dus în general la rezultate apropiate de cele specificate în literatura de specialitate. S-a stabilit că metoda de ascuţire nu influenţează sensibil momentul de torsiune, în schimb are o influenţă destul de pronunţată asupra forţei axiale; în acest sens s-a constatat că ascuţirea elicoidală duce la o micşorare a forţei axiale în medie cu 25% (faţă de 30% [28], respectiv 30—40% [29]), în cazul ascuţirii conice, şi că ascuţirile duble nu micşorează sensibil forţele de aşchiere şi nu măresc sensibil momentele de torsiune, ceea ce este în concordanţă şi cu datele lui G. Hernadi [30].

În ceea ce priveşte influenţa unghiului 2K s-a constatat că momentul de torsiune scade uşor cu creşterea unghiului 2K, variaţiile maxime nedepăşind 10%, iar forţa axială creşte pronunţat cu creşterea unghiului 2K, fiind necesari coeficienţi de corecţie K_{kp}.

Studiindu-se influenţa unghiului ψ asupra momentului şi forţei axiale, s-a stabilit că acest unghi influenţează foarte puţin valoarea momentului de torsiune, întrucît afectează în special geometria burghiului din zona miezului, care, după cum s-a arătat, nu participă decît în proporţie de 10% la fixarea momentului de torsiune.

În schimb, forţa axială este pronunţat influenţată de valoarea unghiului ψ; cu creşterea unghiului ψ peste 55—60°, forţa axială

Tabela 2

η	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
$K_{p\eta}$	0,82	0,88	0,94	1	1,06	1,12	1,19	1,25	1,31	1,37	1,43	1,49	1,55

Tabela 3

η	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
$K_{M\eta}$	0,89	0,93	0,96	1	1,04	1,08	1,11	1,15	1,19	1,23	1,26	1,29	1,32

Tabela 4

2K°	80	90	100	110	120	130	140
K_{kp}	0,70	0,75	0,85	0,93	1,00	1,07	1,14

crește intens. Pentru cazul oțelului carbon de construcție OL 50 s-a constatat un minim pentru $\psi = 40 - 45°$, ceea ce reprezintă o contradicție cu indicațiile din standarde ($\psi = 55°$), bazate pe cercetările efectuate de către Sommerfeld încă în 1914 [31] și apropiate de valorile optime indicate de T. E. Solnțeva [28]. În cazul burghierii oțelului crom-nichel 25 MoC 11 însă, nu s-a constatat propriu-zis un minim, ci o creștere pronunțată a forței de la valori ale unghiului ψ de 55—60° în sus, ceea ce este în concordanță cu datele lui Sommerfeld. Prin urmare, valoarea optimă a unghiului ψ din punctul de vedere al dinamicii burghierii depinde de natura materialului prelucrat, existînd posibilitatea reducerii substanțiale a forței de așchiere pe seama micșorării unghiului ψ, la unele materiale.

Concluzii. Întrucît valorile coeficienților și exponenților din dinamica burghierii depind de ansamblul caracteristicilor fizico-mecanice ale materialului prelucrat, și nu numai de duritate sau rezistență la rupere, așa cum este în general acceptat în prezent în majoritatea normativelor, apare evidentă necesitatea determinării experimentale a acestor coeficienți și exponenți, pentru toate categoriile de materiale elaborate.

Valoarea exponentului $x_M = 2$ nu poate fi în general acceptată, ea fiind totdeauna inferioară cifrei 2.

La stabilirea normativelor este strict necesară introducerea coeficienților de corecție $K_{p\eta}$ și $K_{M\eta}$ funcție de grosimea miezului, conform tabelelor 2 și 3.

La stabilirea forței axiale se impune introducerea unor coeficienți de corecție K_{kp} funcție de valoarea unghiului 2K, conform cu tabela 4, precum și a unor coeficienți de corecție funcție de metoda de ascuțire.

---

[1] *Cașler, Gh.* Comportarea oțelurilor românești privind unii parametri din dinamica așchierii la strunjire. In : Construcția de mașini, nr. 8, 1964.

[2] *Cașler, Gh.* și *Rener, Al.* Determinarea constantelor și exponenților din relațiile momentului de torsiune și ale forței axiale la burghierea oțelurilor românești. In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **VIII** (XII), nr. 3—4.

[3] *Cașler, Gh., Rener, Al.* și *Zelu, D.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **VIII** (XII), fasc. 3—4, 1962, p. 349—350.

[4] *Belous, V.* și *Condrea, I.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **IX** (XIII), fasc. 1—2, 1963, p. 337—340.

[5] *Baușic, V.* și *Belous, V.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **IX** (XIII), fasc. 1—2, 1963, p. 341—342.

[6] *Răileanu, A.* și *Nicolescu, D.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **IX** (XIII), fasc. 3—4, 1963, p. 331—334.

[7[*Rener, Al.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **IX** (XIII), fasc. 3—4, 1963, p. 335—336.

[8] *Răileanu, A.* și *Nicolescu, D.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **X** (XIV), fasc. 3—4, 1964.

[9] *Baușic, V.* și *Belous, V.* Determinarea constantelor și exponenților din relațiile forței axiale și ale momentului de torsiune la burghierea oțelurilor românești STAS 792—53,

[10] *Răileanu, A.* și *Nicolescu, D.* In : Bul. Inst. pol. Iași, tom **XII** (XVI), fasc. 1—2, 1966.

[11] *Răileanu, A.* și *Uncheșel, E.* Determinarea coeficienților și exponenților din relațiile forței și momentului de așchiere la burghierea oțelurilor românești STAS 3611-58.

[12] *Cașler, Gh., Rener, Al.* și *Zelu, D.* Determinarea coeficienților C_p, C_M și a exponenților x_p, y_p, x_M și y_M pentru oțelurile STAS 600—1961.

[13] Scule așchietoare (Standarde comentate). Biblioteca standardizării. București, Ed. tehnică, 1963.

[14] *Reznikov, N. I.* Ucenie o rezanii metalov. Moscova, Mașghiz, 1947.

[15] *Zorev, N. N.* Voprosî mehaniki proțesa rezania metalov. Moscova, Mașghiz, 1956.

[16] *Poletika, M. F.* Priborî dlea izmerenia sil rezania i kruteașcih momentov. Moscova, Mașghiz, 1963.

[17] *Löschner, V.* Drehmoment und Axialkraft beim Bohren und Spiralbohrern. In : Maschinenbautechnik, nr. 4, 1962, p. 223—229.

[18] *Belous, V.* Asupra valorilor exponenților x_{pz} (x_M) din dinamica așchierii metalelor. In : Metalurgia și construcția de mașini, nr. 3, 1963, p. 254—259.

[19] Normative unificate de regimuri de așchiere și timpi auxiliari pentru 21 procedee de prelucrare. M.M.C.M.

[20] Normative unificate de regimuri de așchiere și timpi auxiliari pentru 13 procedee de prelucrare M.M.C.M.

[21] N.I.B.T.N. Rejimî rezania metalov instrumentami iz bîstrorejușcei stali. Moscova, Mașghiz, 1950.

[22] Normativî po rejimam rezania sviorlami iz instrumentalinoi stali. Moscova, Mașghiz, 1956.

[23] Tool engineers handbook. New York, Mc Graw Hill, 1959.

]24] *Cașler, Gh., Belous, V., Rener, Al.* și colab. Influența geometriei părții așchietoare a burghielor elicoidale asupra dinamicii burghierii unor oțeluri românești. In : Construcția de mașini, nr. 8, 1963, p. 562—569.

[25] *Cașirin, A. I.* și *Barbașov, F. A.* In : Stanki i instrument, nr. 2, 1951.

[26] *Semencenko, I. I.* și colab. Proektirovanie metalorejușcego instrumenta. Moscova, Mașghiz, 1962.

[27] Metal cuttings, vol. **3**, nr. 3. National twist-drill and tool Co.

[28] *Solnțeva, T. E.* Analiza metodelor moderne de ascuțire a burghielor elicoidale. In : Bul. constr. de mașini, I.D.T., nr. 6, 1959, p. 64.

[29] *Rozenberg, A. M.* și colab. In : Mașini-unelte și scule, I.D.T., nr. 8, 1958, p. 52.

[30] *Hernadi, G.* Mărirea productivității burghielor elicoidale, In : Construcția de mașini, I.D.T., nr. 4, 1958, p. 41.

[31] *Redetzki, M.* Wirtschaftliches Bohren unter besonderer Berücksichtigung von Zentrierschlieffbohren. Leipzig, 1956.Trad. I.D.T., p. 10—11.

CZ 621.831.001.5

Cercetări experimentale asupra angrenajelor

BERNARD HOROVITZ și FRANCISC KOVACS

1. *Cauzele care duc la scoaterea din uz a angrenajelor*

Încercarea unui material, a unui organ de mașină sau a unei mașini are drept scop stabilirea parametrilor limită la care materialul rezistă, respectiv piesa sau mașina își pot îndeplini rolul funcțional. Încercarea se execută în condiții cît mai apropiate de cele din exploatare pentru a oferi o bază de comparație cît mai reală. Astfel, pentru analiza metodelor de încercare a roților dințate trebuie cunoscute cauzele care duc la scoaterea lor din uz, și în funcție de aceste cauze, se stabilesc diferitele metode de încercare care trebuie să permită determinarea valorilor limită, la care funcționarea angrenajului este încă posibilă.

Deoarece angrenajele sînt organe de mașini deosebit de complexe, și cauzele care duc la scoaterea lor din uz sînt multiple. În tabela 1 sînt sistematizate principalele cauze de distrugere a angrenajelor.

Tabela 1

Distrugerea flancurilor	cauze	funcționale	— ciupire progresivă — strivirea flancului — gripare — uzură abrazivă
		tehnologice	— ciupire limitată — fisuri pe flanc și exfoliere
Ruperea dinților	cauze	funcționale	— oboseală — supraîncărcări și șocuri
		tehnologice	— ruperea colțului — desprinderi de așchii

Dintre aceste cauze, cele care limitează îndeosebi capacitatea portantă a angrenajelor sînt: ruperea dinților la oboseală, ciupirea, griparea și uzura abrazivă. Celelalte cauze intervin mai puțin frecvent și de obicei pot fi evitate prin diferite măsuri tehnologice, constructive sau de exploatare, fără a influența în mod hotărîtor capacitatea portantă a angrenajului.

O descriere amplă a cauzelor care duc la scoaterea din uz a angrenajelor este dată în literatura de specialitate [2], [6], [8].

Calitatea prelucrării și a montajului angrenajelor se poate garanta numai dacă, pe lîngă respectarea unor anumite dimensiuni în cadrul unor toleranțe prescrise, unele angrenaje din seria fabricată se supun încercărilor pe stand. Se recomandă ca înaintea încercării pe stand, angrenajele să fie supuse unui rodaj sub sarcină, care poate fi executat pe standul de încercare sau direct în mașina în care urmează să funcționeze angrenajul.

Încercările angrenajelor pot avea următoarele obiective: controlul calității prelucrării și montajului și cercetări cu scopul de a stabili anumite defecte constructive, de tratamente sau dimensiuni necorespunzătoare (sub sau supradimensionări).

Controlul calității prelucrării și montajului se execută după rodaj, cînd unele mici defecte au fost eliminate. Un mijloc simplu de control complex îl reprezintă măsurarea randamentului pe standul de încercare și a temperaturii uleiului în timpul încercării.

Cercetările asupra angrenajelor se execută în laboratoare specializate, utilizîndu-se standuri de construcții variate, în funcție de parametrii ce se urmăresc la încercarea respectivă.

2. *Instalații de încercare a angrenajelor*

2.1. *Generalități și clasificare.* Instalațiile de încercare a roților dințate servesc la stabilirea experimentală a parametrilor de rezistență, durabilitate și randament.

O parte a acestor instalații sînt concepute astfel încît să pună angrenajele încercate în condiții de funcționare identice sau asemănătoare condițiilor normale. La unele instalații există posibilitatea măririi influenței unor factori asupra rezistenței și durabilității angrenajelor încercate. Anumite instalații folosite permit modelarea unor fenomene legate de rezistență și durabilitate pe epruvete de construcție simplă, role cilindrice sau conice.

Instalațiile de încercat angrenaje se împart în următoarele categorii: instalații de încercare cu epruvete-roți dințate acționînd cu flux de energie (circuit) deschis sau închis și instalații lucrînd cu epruvete-role, epruvete de oboseală etc.

Toate instalațiile de încercat angrenaje prezintă următoarele părți principale: sistemul de acționare a instalației; sistemul de încărcare realizînd solicitarea epruvetei; sistemul de măsurare a încărcării; de prindere a epruvetelor; de ungere cu elemente de filtrare și termoreglare pentru a menține constanți parametrii lubrificației epruvetelor; contorul de ture pentru înregistrarea numărului de rotații, deci a ciclurilor de solicitare a epruvetei; sistemul de deconectare automată în cazul ruperii; cadrul pe care sînt fixate toate sistemele caracteristice ale instalației.

În mod obișnuit, instalațiile de încercat angrenaje sînt acționate de motoare electrice. Pentru o mai ușoară reglare a turației epruvetelor se folosesc uneori, pentru acționare, motoare de curent continuu.

Pentru măsurarea puterii consumate de instalațiile de încercare, motoarele de acționare sînt realizate cu statoare pendulare sau cu statoare cu cadru și cu posibilitatea de determinare prin cîntărire sau tensometrie a momentului reactiv ce acționează asupra statorului.

2.2. *Instalații de încercare cu epruvete-roți dințate cu flux de energie deschis.* Asemenea instalații constau dintr-un motor electric de acționare, o carcasă în care se montează roțile dințate-epruvete care compun angrenajul de încercat și un sistem de frînare. Arborele motor al angrenajului de încercat se cuplează cu motorul de acționare, iar arborele de ieșire cu arborele frînei. Instalația se pune în funcțiune în gol, apoi prin frînare progresivă se mărește încărcarea angrenajului încercat pînă sau peste valoarea sa nominală. Măsurarea încărcării realizate se face cu ajutorul frînei și prin măsurarea puterii absorbite de la rețea de motorul de acționare, existînd deci și posibilitatea determinării randamentului angrenajului încercat.

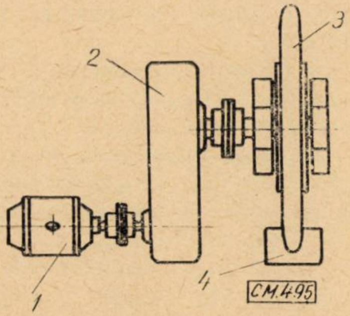


Fig. 1

Instalația are un flux de energie deschis, întrucît puterea transmisă prin angrenaj este consumată în întregime de frînă.

Frînarea instalației se poate face cu frînă mecanică, hidraulică, pneumatică sau electrică.

În figura 1 este redată schița unei instalații de încercat cu frînă hidraulică, realizată în laboratorul catedrei de Organe de mașini și mecanisme a Institutului politehnic — Timișoara.

Motorul de acționare *1* acționează angrenajul *2* al cărui arbore de ieșire este frînat cu ajutorul frînei *3*, momentul de frînare, deci cel de încărcare al angrenajului încercat, fiind determinat prin cîntărire cu greutăți așezate pe platanul *4*.

La instalații prevăzute cu frîne electrice, frînarea se produce prin acționarea unui generator de curent continuu de către arborele de ieșire al angrenajului. Energia electrică produsă se consumă prin alimentarea unor rezistențe electrice. O instalație funcționînd după acest principiu este folosită ca stand universal de încercare a transmisiilor la catedra de Organe de mașini de la Timișoara.

Se construiesc și standuri electrice cu flux de energie închis. În figura 2 se indică schema unei asemenea instalații. Motoarele de acționare de curent continuu *1* și *2* sînt legate în serie din punct de vedere mecanic și acționează prin angrenajul de încercat *3*, generatorul de curent continuu *4*. Energia electrică produsă de generatorul *4* alimentează motorul de acționare *2*. Reostatul *5* servește la reglarea funcționării sistemului.

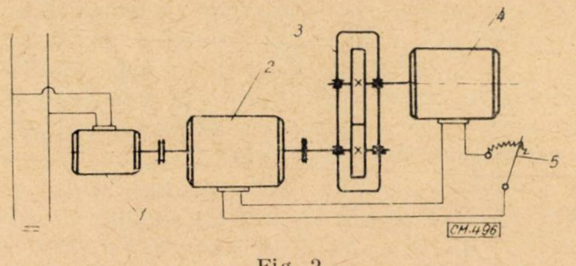


Fig. 2

Motorul *1* va consuma de la rețea doar energia necesară pentru învingerea frecărilor interioare din sistem. Deci, la instalația descrisă, fluxul de energie se închide pe cale electrică. O asemenea instalație a fost realizată la uzinele ,,Vulcan'' din București [20].

Unele instalații de încercare speciale permit supraîncărcarea ciclică a angrenajelor, cum sînt cele ce conțin în schema respectivă mecanisme cu bare articulate.

Forțele de inerție aferente elementelor mecanismului cu bare articulate produc oscilații periodice de torsiune și deci încărcări dinamice în reductorul de încercat (fig. 3).

Instalațiile de încercare cu flux de energie deschis prezintă avantajul reproducerii fidele a condițiilor de funcționare reale ale angrenajelor și au o construcție relativ simplă.

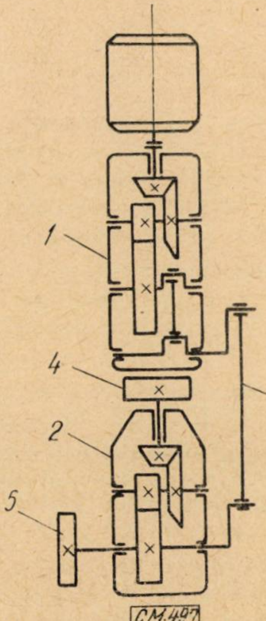


Fig. 3

Dezavantajele acestor instalații constau în faptul că ele consumă o cantitate mare de energie pentru încercare (în afară de varianta la care fluxul de energie se închide electric), că măsurarea încărcării se poate face doar cu o precizie relativ mică și că necesită instalații suplimentare pentru reglarea frînei și motoare și generatoare de putere mare care reprezintă o putere cu mult mai mare decît puterea nominală la care funcționează angrenajul încercat.

2.3. *Instalații de încercare cu epruvete-roți dințate cu flux de energie închis.* Instalațiile constau din cel puțin două angrenaje identice montate în circuit închis, în așa mod încît arborele de ieșire al fiecărui angrenaj este cuplat cu arborele motor al celuilalt.

Prin torsionarea unuia dintre arbori din sistemul de angrenaje în circuit închis, fiecare angrenaj încercat va funcționa ca și cînd ar transmite o putere proporțională cu momentul de răsucire realizat în sistem. În același timp, motorul de acționare absoarbe de la rețea doar puterea necesară învingerii frecărilor din cuplele cinematice ale instalației. Pentru ilustrarea principiului de funcționare a acestor instalații se prezintă în figura 4 o instalație în circuit închis construită încă prin 1920 [11].

Motorul electric de acționare *1* antrenează angrenajul de încercat format din roțile-epruvete *3* și *8*, din carcasa *2*. Roata *3* este montată pe același arbore cu roata-epruvetă *5* a angrenajului din carcasa *4*. Roata-epruvetă *6* a aceluiași angrenaj transmite mișcarea printr-un al doilea arbore la roata *8* a primului angrenaj.

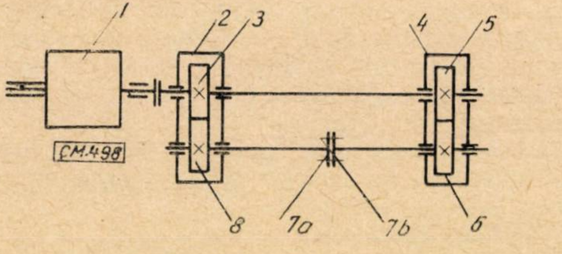


Fig. 4

Al doilea arbore este întrerupt printr-un cuplaj rigid cu șuruburi, format din discurile *7a* și *7b*, unul din discuri avînd locașuri pentru șuruburi în formă de sectoare inelare.

Încărcarea sistemului se realizează în timpul staționării. După ce s-au demontat șuruburile care leagă discurile *7 a* și *7 b* se rotesc relativ aceste discuri, provocîndu-se o deformare elastică a întregului sistem respectiv momentul M în arborele roților *6* și *8*.

Asamblînd în poziția decalată cele două discuri *7 a* și *7 b* și îndepărtînd mecanismul de încărcare, sistemul în circuit închis rămîne încărcat datorită forțelor elastice. Antrenînd din exterior standul, dacă se neglijează pierderile prin frecare, cele două angrenaje încercate vor funcționa ca și cînd ar transmite puterea $P = M \cdot \omega$, ω fiind viteza unghiulară a arborelui de legătură dintre roțile *6* și *8*.

În același timp, motorul de antrenare consumă de la rețea doar puterea necesară pentru învingerea frecărilor.

Pentru stabilirea exactă a solicitării danturilor epruvetelor se determină momentul rezistent de frecare în lagărele pe rulmenți ale instalației, în funcție de încărcare și de turația arborelui, de exemplu cu ajutorul dispozitivului din figura 5.

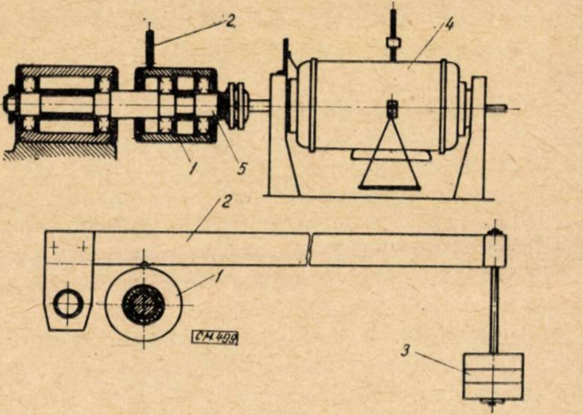


Fig. 5

Lagărul cu rulmenți încercat se încarcă cu ajutorul brațului *2* (fig. 5) și greutății *3*, cu o forță corespunzătoare sarcinii de lucru, iar motorul *4* cu stator basculant rotește arborele *5* susținut de lagăr, cu turația de regim. Determinînd momentul de reacțiune la statorul motorului *4*, se măsoară momentul de frecare în lagărul *1* (un asemenea dispozitiv a fost realizat la catedra Organe de mașini și mecanisme a Institutului politehnic-Timișoara).

Sistemul de torsionare al instalației în circuit închis pentru încercarea angrenajelor SRD-IPT 1 (fig. 6 și 7) constă dintr-un manșon montat pe arborele A, printr-o îmbinare cu caneluri drepte, iar pe arborele B, printr-o îmbinare cu caneluri înclinate. Prin deplasarea axială a manșonului se pot obține momente de torsionare pînă la 100 kgfm [10].

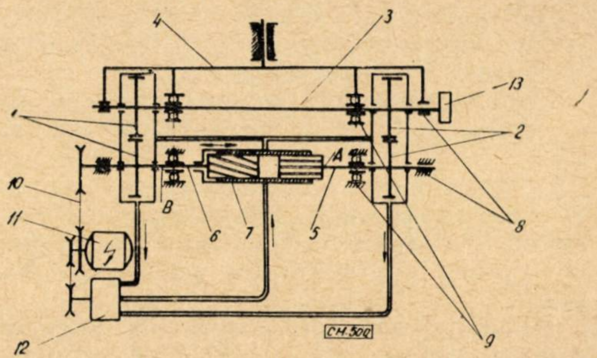


Fig. 6

Instalația universală de încercat angrenaje a catedrei de Organe de mașini a Institutului politehnic-Cluj (fig. 8) realizează torsionarea sistemului în circuit închis prin deplasarea axială, o dată cu manșonul *1*, a furcii *2*, cu bolțurile *3*, care pătrund în canalele de sens contrar, tăiate în discurile *4* și *5*, solidare cu arborele *A*, respectiv *B*. Prin deplasarea bolțului *3*, discurile sînt rotite unul față de celălalt, ca și arborii *A* și *B* [4].

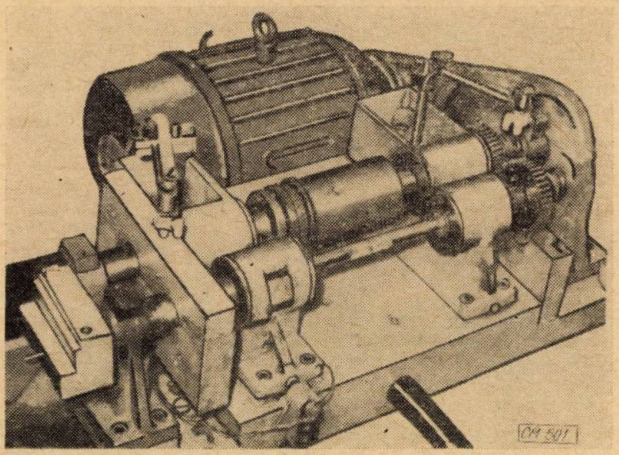


Fig. 7

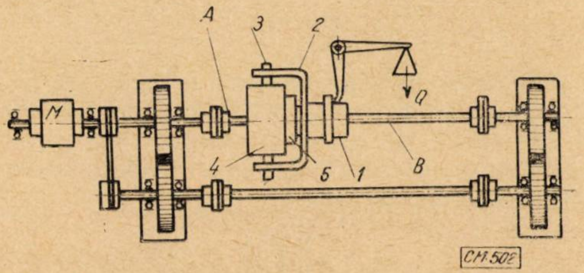


Fig. 8

Încărcarea se realizează în timpul funcționării, realizîndu-se momente de torsiune pînă la 45 kgfm.

Instalația de încercat roți dințate din figura 9 (Vörös-R.P.U.) folosește pentru realizarea torsionării două angrenaje cilindrice cu dinți înclinați. Roțile *2* și *5*, fixate pe arborii *A*, respectiv *B* angrenează cu roțile *3* și *4*, fixate pe arborele *1*, deplasabil în direcția axială. Prin deplasarea axială a arborelui *1*, arborii *A* și *B* sînt rotiți în sensuri contrare, realizîndu-se încărcarea sistemului. Încărcarea se poate modifica și în timpul funcționării [18].

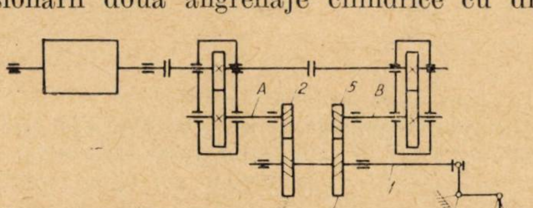


Fig. 9

Instalația prezentată schematic în figura 10 permite încercarea simultană a două angrenaje ale căror rapoarte de transmitere diferă puțin (1–3%), ceea ce asigură torsionarea sistemului.

Angrenajele *2–3* și *4–5*, avînd rapoarte de transmitere puțin diferite, arborii *8* și *9* se vor roti cu viteze unghiulare puțin diferite, iar ambreiajul *6* va patina.

Instalația se încarcă la roțile *3* și *5* cu un moment egal cu momentul forțelor de frecare de alunecare din ambreiaj.

Această instalație în circuit închis se caracterizează printr-o construcție relativ simplă și prin posibilitatea de variere a încărcării pe dinți prin modificarea forței de apăsare pe discurile ambreiajului. Se utilizează mai mult pentru determinarea randamentului, căci la un mers continuu, pentru studiul fenomenelor de ciupire (pitting), uzură abrazivă sau ruperi de oboseală, se produce o uzură accentuată a discurilor ambreiajului.

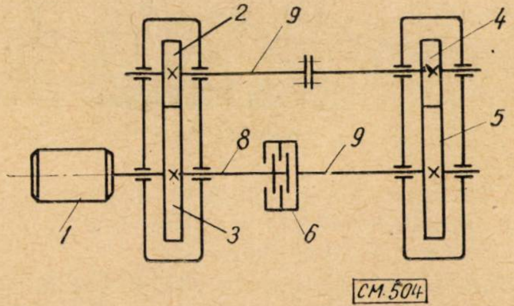


Fig. 10

În figura 11 este redată schema principială a standurilor pentru încercat roți dințate SRD-IPT 2 și SRD-IPT 3 (laboratorul de Organe de mașini și mecanisme al IPT), iar în figura 12 se arată fotografia standului SRD-IPT 2.

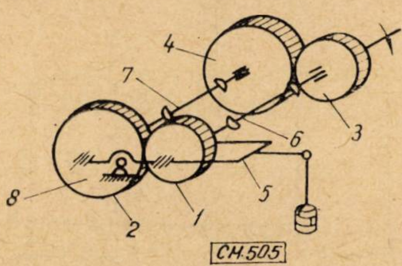


Fig. 11

Torsionarea sistemului în circuit închis se realizează prin încărcarea carcasei angrenajului format din roțile *1* și *2* cu un moment realizat prin suspendarea unei greutăți la extremitatea brațului *5*. Această carcasă se poate roti liber în jurul articulației *8*. Roțile *1* și *3*, respectiv *2* și *4*, sînt legate între ele prin arborii cu articulații cardanice *6* și *7*, care permit deplasarea relativă a axelor roților, din cauza deformației elastice a sistemului.

Sistemele în circuit pot fi folosite și pentru încercarea roților dințate montate în reductoare. În figura 13 se indică un asemenea montaj cu două reductoare identice *1* și *2*, legate prin sistemul de torsionare *3*.

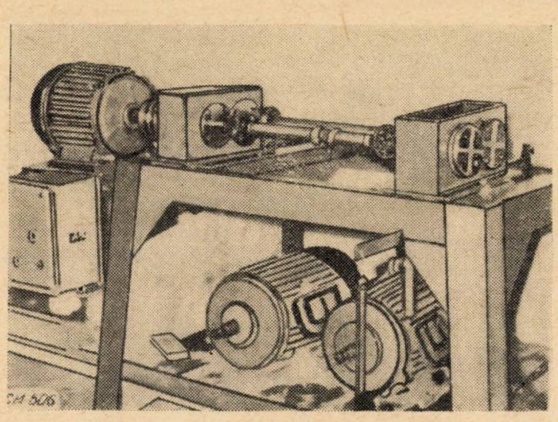


Fig.12

Instalația din figura 14 (Blok-Anglia) conține un sistem de roți dințate planetare în circuit închis. Brațul portsatelit *6*, antrenat de motor, poartă satelitul dublu *2*, care angrenează cu roțile dințate planetare fixe *1* și *3*. Roata planetară *3* este fixată de batiu, iar roata *1* este solidară cu brațul *4*. Instalația prezintă avantajul unui sistem de încărcare simplu și sigur.

Prin rotirea brațului *4*, cu ajutorul sistemului cu șurub și arc *5*, sistemul în circuit închis format din cele *4* roți dințate se încarcă.

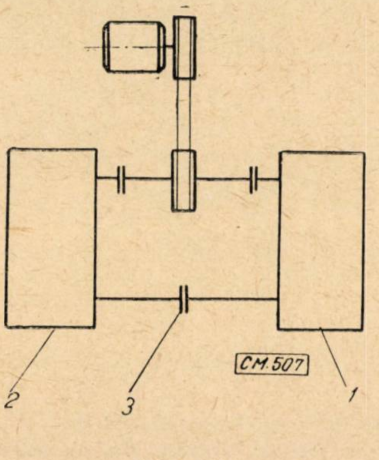


Fig. 13

Instalația a fost folosită pentru încercarea roților dințate la gripare. Cele două borne ale termoelementului *7*, pentru măsurarea temperaturii de funcționare a roților, sînt legate la roțile *1* și *3* [1].

Instalațiile descrise se folosesc pentru încercarea roților dințate cilindrice cu dinți drepți sau înclinați. Majoritatea instalațiilor în funcțiune execută încercări pe asemenea roți dințate. Pe principii similare se construiesc și instalații pentru încercarea angrenajelor conice, elicoidale și a celor melcate (fig. 15).

Instalațiile de încercare a angrenajelor cu flux de energie închis prezintă avantajul unui consum redus de energie pentru încercări, posibilitatea varierii încărcării în timpul funcționării la unele tipuri constructive, cum și posibilitatea determinării ușoare a randamentului angrenajelor încercate.

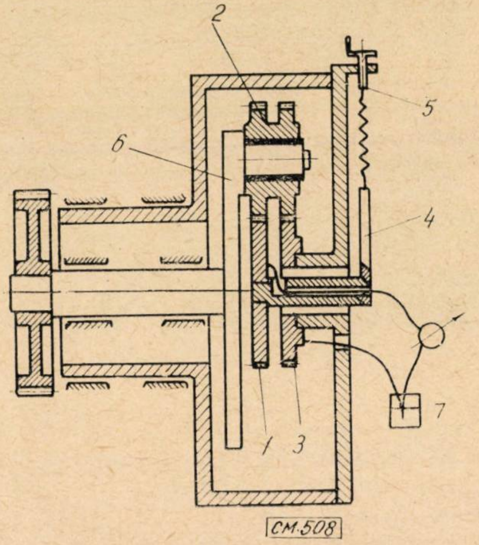


Fig. 14

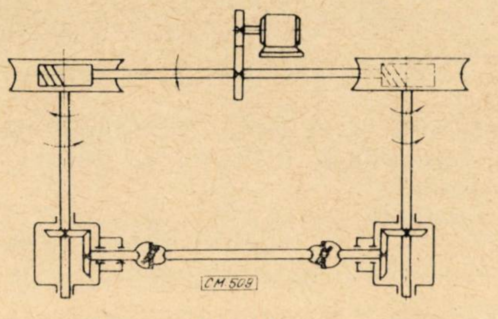


Fig. 15

Principalul neajuns al acestor instalații constă în faptul că încărcarea celor două angrenaje sau reductoare identice încercate nu este identică, datorită consumului de putere prin frecare în lagăre și prin frecarea cu aerul a organelor rotitoare. În figura 16 este redată diagrama de variație a momentului de torsiune în sistemul cu circuit închis (M — moment de torsiune de încărcare, m — momentul motorului de acționare).

Pentru evitarea erorilor datorite încercării celor două angrenaje în condiții de funcționare diferite, la încercări de precizie doar unul din angrenaje este compus din roți dințate-epruvete, celălalt servind doar la transmiterea mișcării.

Un alt dezavantaj al instalațiilor de încercat cu flux de energie închis este faptul că încărcarea realizată inițial nu se menține constantă, scăzînd în special cu uzura sau deformarea plastică (remanentă) a dinților roților dințate. De asemenea, ea variază de la dinte la dinte datorită erorii danturii. Aceste neajunsuri se pot parțial elimina prin folosirea unor arbori de legătură între angrenaje de lungime mare.

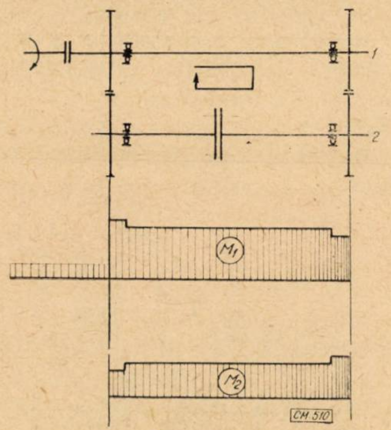


Fig. 16

Există unele greutăți și în privința evaluării cu precizie suficientă a încărcării în timpul funcționării, la aceste instalații, fie din cauza inexactității metodei cîntăririi greutăților prin care se face încărcarea, fie din cauza construcției complicate a cuplajelor torsiometrice pentru măsurarea momentului de încărcare în timpul funcționării instalației. Pentru mărirea preciziei de măsurare a momentului de încărcare la instalația SRD-1 s-au folosit metode electrotensometrice: pentru măsurarea momentului în timpul staționării traductorii rezistivi au fost montați pe unul dintre arbori, iar pentru măsurarea momentului, în timpul funcționării, s-au montat traductori rezistivi pe unul dintre lagăre.

Dintre soluțiile constructive descrise, cele la care încărcarea se face prin rotirea unui disc al cuplajului față de celălalt (fig. 5) au avantajul unei construcții simple, dar nu permit schimbarea încărcării în timpul funcționării instalației. Soluțiile prezentate în figurile 11 și 12 permit încărcarea în timpul mersului, însă micșorează uneori mult rigiditatea la încovoiere a unuia dintre arborii din transmisie, fapt care poate avea ca efect erori în poziția relativă a roților dințate din angrenajele încercate. La sistemele cu încărcarea prin greutăți se recomandă atîrnarea acestora prin intermediul unor arcuri sau înlocuirea lor prin arcuri, în vederea eliminării vibrațiilor.

Instalația din figura 9 nu poate fi folosită decît pentru încercarea unui singur angrenaj, din cauza consumului mare de putere prin frecare în angrenajul de încărcare.

2.4. *Instalații de încercare cu epruvete-role.* Încercările de rezistență și durabilitate a flancurilor dinților roților dințate se pot efectua și pe epruvete-role, contactul respectiv, în anumite condiții, putînd modela fenomenele care apar la contactul dintre flancurile dinților roților dințate cu profil în evolventă.

Flancurile cu profil în evolventă ale dinților a două roți dințate cilindrice cu dinți drepți în contact într-un anumit moment, deci într-un punct M de pe linia de angrenare, au aceeași alunecare relativă ca cilindrii circulari tangenți după o generatoare care trece prin M, ale căror axe trec prin punctele K_1 și K_2 și care se rotesc cu viteze unghiulare egale cu vitezele unghiulare ale roților dințate (fig. 17). Presiunea pe flancurile dinților este egală cu presiunea pe suprafețele celor doi cilindri, care ar avea lungimea egală cu lățimea dinților și ar fi apăsați unul pe celălalt cu o forță F egală cu forța normală pe flancurile dinților.

Deci, condițiile de contact dintre flancurile de dinți drepți în punctul M, corespund condițiilor de contact dintre cei doi cilindri considerați. Încercarea de rezistență și durabilitate a flancurilor dinților roților dințate într-o anumită zonă a suprafețelor lor se poate modela prin încercarea de durabilitate și rezistență a suprafețelor rolelor cilindrice echivalente.

Pentru modelarea încercărilor de rezistență și durabilitate a flancurilor dinților roților dințate cilindrice cu dinți înclinați se folosesc role tronconice cu semiunghiurile la vîrf egale cu unghiul de înclinare al dinților roților dințate (fig. 18).

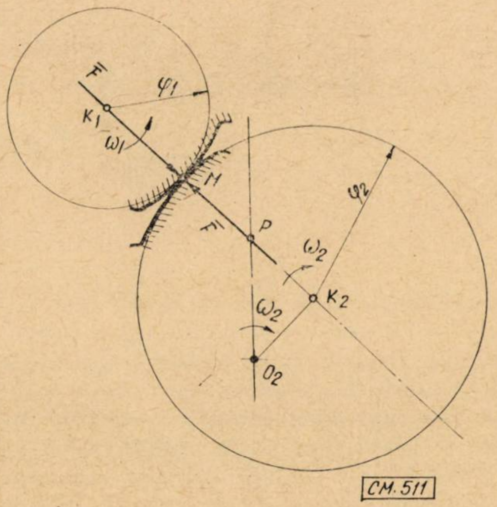


Fig. 17

Instalațiile de încercare cu role modelează în mod obișnuit condițiile contactului dintre flancurile dinților în zona polului angrenării (punctul de rostogolire) sau în zona unde se presupune că solicitarea de contact este cea mai dezavantajoasă. Unele instalații de încercare cu role realizează variații ale alunecării relative a rolelor în timpul unei rotații.

Instalația de încercare cu role din figura 19 (Way-Anglia) modelează fenomenele contactului între flancurile dinților în zona polului angrenării. Motorul *1* antrenează arborele *3* prin transmisia cu curele *2*. Arborele *3* transmite mișcarea de rotație la rolele inferioare *6* a mai multor unități de încercare. Rola superioară *7* a fiecărei unități este încărcată cu forța nominală, prin brațul *8* și greutatea *9* [19].

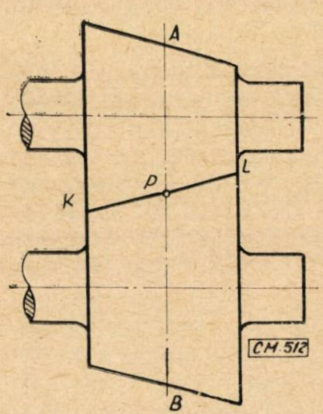


Fig. 18

Instalația de încercare cu role SRO-1 (laboratorul de Organe de mașini și mecanisme de la Institutul politehnic-Timișoara) a cărei schemă este redată în figura 20 permite încercarea simultană a două perechi de role, modelînd funcționarea unei perechi de dinți în angrenare în două puncte ale liniei de angrenare.

La instalația de încercare cu role din figura 21 (Meldahl-Danemarca), axele rolelor *1* și *2* sînt legate printr-un angrenaj cu roți dințate eliptice *3* și *4*. Rola *1*, antrenată direct de la motor, se va roti cu viteza unghiulară constantă, iar rola *2*, cu o viteză unghiulară variabilă. Condițiile de alunecare ale suprafețelor rolelor vor reproduce atunci condițiile de alunecare pe toată suprafața flancurilor dinților, fiecare zonă a suprafeței rolelor corespunzînd unei anumite zone a suprafeței flancurilor dinților [13].

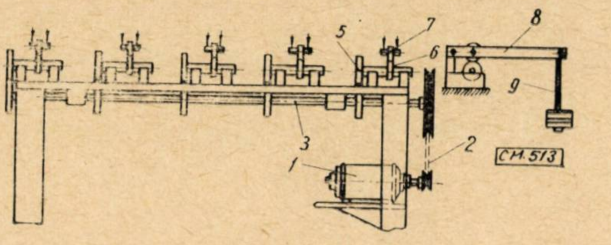


Fig. 19

Forțele de angrenare din angrenajul cu roți dințate eliptice duc la variația forțelor de încărcare a rolelor. La unele construcții mai recente, angrenajul cu roți dințate eliptice se montează într-o carcasă separată sau se folosește o transmisie cu arbore cardanic pentru realizarea la o rolă a unei mișcări cu viteză unghiulară variabilă.

Instalațiile de încercare cu role, cu mai multe secțiuni de încărcare care lucrează simultan, prezintă avantajul unei productivități de încercare mărite. Dezavantajele lor constau în faptul că nu se poate măsura cu precizie coeficientul de frecare între role, că modul de lucru al diferitelor secțiuni se influențează reciproc falsificînd rezultatele încercărilor și că diferitele încercări trebuie verificate pe mașini cu o singură suprafață de încercare.

Instalațiile cu role care reproduc starea de solicitare de contact pe toată suprafața flancurilor dinților în angrenare se folosesc în mod deosebit la modelarea încercărilor de uzură a flancurilor dinților roților dințate.

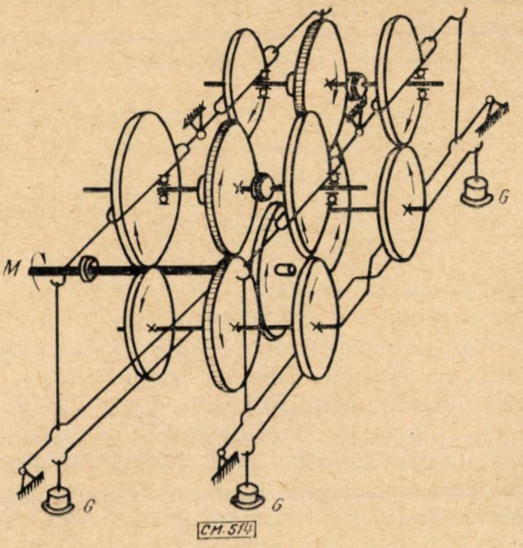


Fig. 20

La încercările de pitting și gripare, pentru care se cunoaște zona în care se produce solicitarea de contact cea mai defavorabilă, se preferă instalații care modelează solicitarea de contact doar într-o anumită zonă de contact bine determinată pe suprafața flancurilor, și anume în zona cea mai solicitată. Aceste instalații au o construcție mai simplă și sînt mai ușor de exploatat.

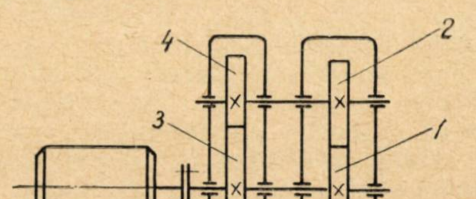


Fig. 21

Pentru studiul rezistenței rădăcinii dintelui la oboseală se utilizează atît roți dințate-epruvete încercate pe pulsator, precum și epruvete obișnuite de oboseală care se încearcă pe instalații obișnuite de încercat la oboseală.

3. *Metodica de determinare experimentală a caracteristicilor energetice şi de rezistenţă a angrenajelor*

3.1. *Determinarea randamentului angrenajelor.* Determinarea randamentului angrenajelor se face prin încercarea unor angrenaje formate din roţi dinţate-epruvete sau a unor reductoare în standuri cu flux de energie deschis sau închis.

Determinările se pot referi la randamentul global al angrenajului, ţinîndu-se seamă de puterea pierdută prin frecarea în lagăre, prin frecarea organelor rotitoare cu aerul, cum şi prin frecarea de rostogolire şi alunecare între flancurile dinţilor sau la randamentul de angrenare care ţine seamă doar de pierderile de putere prin frecare între flancurile de dinţi.

Pentru determinarea randamentului global al angrenajelor în instalaţii deschise se măsoară puterea transmisă la frînă P_f şi puterea absorbită de motor P_m. Randamentul este :

$$\eta = \frac{P_f}{P_m}.$$

Pentru determinarea randamentului de angrenare, la aceleaşi instalaţii se determină separat puterile pierdute prin frecare în lagăre şi în aer. Cu ajutorul instalaţiei prezentate în figura 10 se determină, la turaţia de regim, relaţia dintre sarcina radială pe lagăre şi puterea consumată prin frecare — $P_{\text{lagăr}}$. Apoi se antrenează în gol fiecare arbore în parte pe lagărele respective, măsurîndu-se puterea constantă P_0. Scăzînd din puterea astfel măsurată, puterea consumată prin frecare în lagăre la mers în gol $P_{\text{lagăr}}$, stabilită pe baza diagramei ridicate cu metoda susamintită, se obţine puterea consumată datorită frecării arborilor şi roţilor dinţate în aer (P_{aer}).

Randamentul η al angrenajului este :

$$\eta = \frac{P_f + P_{aer\,2} + P_{\text{lagăr}\,2}}{P_m - P_{aer\,1} - P_{\text{lagăr}\,1}}.$$

În această relaţie P_m este puterea motorului, P_f, puterea măsurată la frînă, P_{aer1} şi P_{aer2}, puterea consumată datorită frecării în aer, a arborelui motor *1*, respectiv a arborelui antrenat *2*, $P_{\text{lagăr}\,1}$ şi $P_{\text{lagăr}\,2}$, puterile consumate prin frecările în lagărele arborelui motor *1*, respectiv al arborelui antrenat *2*, calculate pentru sarcinile radiale pe lagăre, corespunzătoare încărcării angrenajului încercat.

Pentru determinarea randamentului de angrenare al angrenajelor încercate în instalaţii cu flux de energie închis se vor determina, după metodele arătate mai sus, puterile consumate prin frecare în lagăre şi în aer pentru fiecare arbore în parte. Randamentul unui angrenaj este (presupunînd ambele angrenaje avînd randamentele de angrenare identice) :

$$\eta = \frac{\sqrt{(P_{aer\,2} + P_{\text{lagăr}\,2})^2 + 4\,(P - P_{\text{lagăr}\,1} - P_{aer\,1})\,(P - P_m) - (P_{aer\,2} + P_{\text{lagăr}\,2})^2}}{2\,(P_{\text{lagăr}\,1} - P_{aer\,1})},$$

unde P este valoarea maximă a puterii circulate în sistemul închis, iar P_m, puterea dată de motorul de antrenare.

3.2. *Determinarea rezistenţei la oboseală a rădăcinii dintelui.* Această caracteristică se poate determina în trei feluri : pe roţi dinţate-epruvete, funcţionînd în condiţii de angrenare ; pe roţi dinţate-epruvete încercate într-un pulsator şi pe epruvete clasice pentru încercări la oboseală.

Stabilirea experimentală a rezistenţei rădăcinii dintelui într-o instalaţie de încercare în care roata dinţată lucrează în condiţii de angrenare este cea mai corectă şi completă metodă de încercare, căci se ţine seamă de materialul roţii, de forma dintelui, de condiţiile specifice angrenării şi de eventualele solicitări dinamice datorite impreciziei de prelucrare. Metoda de încercare prezintă însă neajunsul că necesită epruvete complexe (roţi dinţate) şi durata încercărilor este relativ mare. Pentru ridicarea unei diagrame de oboseală (Wöhler) sînt necesare cel puţin 8—10 roţi şi durata încercărilor se lungeşte la o lună şi mai mult.

Ridicarea diagramei Wöhler se face în acelaşi mod ca la celelalte încercări la oboseală. Pentru aceste încercări, standul trebuie să fie prevăzut cu o instalaţie de deconectare în momentul ruperii unui dinte. Acest lucru este simplu de realizat la instalaţiile de încercat în circuit închis, căci în momentul ruperii unui dinte, torsiunea arborilor şi încărcarea dinţilor se reduce la zero. Aceasta are ca urmare reducerea curentului preluat de motorul de antrenare de la reţea, astfel încît un releu de curent poate deconecta automat motorul.

Pentru a reduce numărul de epruvete necesare, roţile dinţate se pot încerca pe pulsator, în care caz fiecare dinte reprezintă o epruvetă. În acest scop se montează la pulsator un dispozitiv special, cu doi dinţi de cremalieră care vin în contact cu doi dinţi ai roţii de încercat pe care îi supune alternativ la un ciclu pulsator.

Încercarea prezintă neajunsul că ţine seamă doar de ciclul solicitării şi de forma dintelui, neglijînd factorii care influenţează rezistenţa la oboseală a rădăcinii dintelui.

Totuşi, combinarea celor două metode de încercare permite stabilirea influenţei diferiţilor factori constructivi şi funcţionali asupra rezistenţei la oboseală. Se pot utiliza relaţii pentru calculul rezistenţei la oboseală a rădăcinii dintelui, în care intră rezistenţa la oboseală a materialului roţii, determinată pe epruvete clasice, afectînd aceasta de factorii de formă şi funcţionali determinaţi prin metodele menţionate.

În ultimul timp s-a încercat să se introducă şi la încercarea roţilor dinţate metode prescurtate (Prot, Locati etc.). Nu există încă date experimentale concludente, însă se pare că nu sînt motive care să împiedice introducerea acestor metode de încercare de mare productivitate.

3.3. *Determinarea rezistenţei la ciupire* (*pitting*) *a suprafeţei flancurilor dinţilor.* Determinarea experimentală a rezistenţei suprafeţei flancurilor dinţilor la ciupire se poate face în două moduri : pe roţi dinţate-epruvete în instalaţii de încercat angrenaje şi pe role-epruvete în instalaţii de modelare a fenomenului solicitării de contact pe flancul dinţilor.

Încercările au scopul de a stabili o relaţie între mărimea solicitării de contact a flancului dintelui şi numărul de cicluri de solicitare la care se produce distrugerea suprafeţei flancului prin ciupire. Relaţia transpusă în formă grafică are aspectul unei diagrame de oboseală.

Ca măsură a solicitării de contact se adoptă în mod convenţional mărimea presiunii pe flancul dintelui în momentul cînd contactul se produce pe linia polilor.

Ca număr de cicluri de solicitare, la care se consideră suprafaţa dintelui distrusă prin ciupire, se alege în mod convenţional acel număr de cicluri după care există un număr de 30—40 ciupituri mari pe dinţii roţii dinţate încercate, repartizate în mod uniform pe toţi dinţii. În acest caz există certitudinea că a apărut fenomenul de ciupire progresivă, care, după un număr suplimentar de cicluri de solicitare, duce la distrugerea efectivă a flancurilor dinţilor. Nu se vor lua în cosiderare ciupiturile apărute în număr mare pe colţurile dinţilor. Ele se datoresc suprasolicitărilor locale provocate de erori de paralelism al axelor roţilor dinţate sau bătăii frontale a danturilor.

Pentru determinarea curbei de oboseală la solicitarea de contact a suprafeţei flancului dinţilor se realizează o anumită presiune pe flancul dinţilor roţilor dinţate-epruvete sau pe suprafeţele rolelor-epruvete şi se pune în funcţiune instalaţia de încercare pînă cînd apare, pe flancul dinţilor sau suprafeţelor rolelor, numărul de ciupituri convenţional admis ca indiciu pentru distrugerea flancului.

Numărul de cicluri de solicitare realizate şi solicitarea de contact aplicată vor constitui coordonatele punctului de încercare în diagrama de oboseală (fig. 22).

Montarea epruvetelor în instalaţiile de încercare trebuie să se facă astfel încît axele lor să fie riguros paralele în vederea evitării suprasolicitărilor locale.

Încercările se execută menţinîndu-se neschimbate condiţiile de ungere a epruvetelor (temperatura, viscozitatea, calitatea uleiului).

La anumite intervale de timp se opreşte instalaţia de încercare, se verifică încărcarea epruvetelor (în cazul în care această verificare nu se poate face în timpul mersului), se corectează încărcarea ; se numără şi se măsoară ciupiturile apărute pe dinţi, notîndu-se şi repartiţia lor.

În unele cazuri se determină mărimea lor prin măsurare cu ajutorul unei lupe sau al unui microscop special.

Opririle instalaţiei de încercare nu trebuie să fie prea dese datorită creşterii forţelor de frecare între suprafeţele flancurilor în perioadele respective ; cu mărirea numărului de opriri şi porniri descreşte rezistenţa la oboseală a suprafeţelor active ale epruvetelor.

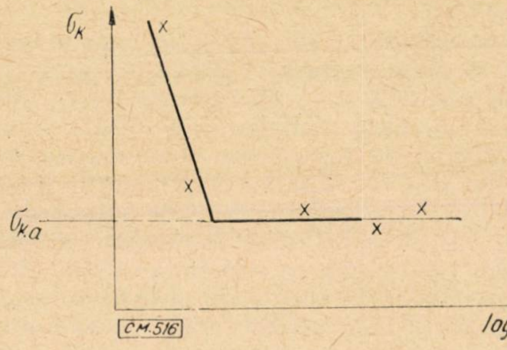


Fig. 22

Încercările executate pe role-epruvete prezintă avantaje evidente : simplitate şi cost redus al epruvetelor, productivitate mare a încercării, posibilitate de limitare a influenţei diferiţilor factori asupra fenomenului de ciupire, cum şi posibilitatea evaluării exacte a solicitării de contact.

La rîndul lor, încercările pe roţi dinţate-epruvete reproduc integral fenomenul real.

În mod obişnuit, încercările se fac simultan pe role-epruvete cu ajutorul cărora se modelează fenomenul de contact în zona de solicitare maximă a suprafeţei flancurilor dinţilor şi pe roţi dinţate-epruvete.

3.4. *Determinarea rezistenţei roţilor dinţate la supraîncărcări şi şocuri.* Încercările la supraîncărcări şi şocuri se execută pentru a stabili influenţa acestora asupra rezistenţei dintelui la rupere sau la distrugerea flancului.

Cîteodată se supun unor asemenea încercări angrenaje şi reductoare, care vor funcţiona în exploatare în condiţii de supraîncărcare de scurtă durată şi de şoc.

Pentru asemenea încercări se completează standul de încercare cu dispozitive pentru producerea de supraîncărcări şi şocuri, acţionînd după o anumită lege de variaţie. Aceste dispozitive se pot executa după diverse scheme care se pot împărţi în două grupe : cu program sau inerţiale.

Metodica de încercare la supraîncărcări şi şocuri depinde de problema ce se studiază ca : pitting, ruperea prin oboseală, ruperi prin depăşirea rezistenţei la rupere, gripare etc.

3.5. *Determinarea rezistenţei flancurilor la gripare.* Pentru încercările la gripare se utilizează, în general, aceleaşi standuri ca şi pentru studiul fenomenului de pitting, cu diferența că standurile sînt echipate cu instalații pentru măsurarea și înregistrarea atît a temperaturii medii, cît și a temperaturilor momentane pe suprafețele de contact ale dinților.

3.6. *Determinarea rezistenței flancurilor la uzură abrazivă.* Încercarea se poate executa pe orice tip de instalație pentru încercarea angrenajelor, adaptîndu-se diferite dispozitive pentru măsurarea cantității de metal îndepărtate de pe suprafața flancului dintelui datorită fenomenului de uzură abrazivă.

Astfel, se poate folosi pentru acest scop măsurarea cu mare precizie a grosimii dintelui după un număr anumit de cicluri sau se poate combina măsurarea grosimii cu verificarea profilului dintelui la evolventmetru.

O metodă modernă pentru studiul uzurii o reprezintă utilizarea izotopilor radioactivi. În acest scop se introduc în diferite porțiuni ale flancurilor dinților pastile cu elemente radioactive sau se difuzează în materialul flancului dinților carbon radioactiv. Uzura flancului va fi proporțională cu cantitatea de elemente radioactive din uleiul din baie, înregistrată de contoare Geiger-Müller. Această metodă permite un studiu diferențiat al uzurii în diferite puncte ale flancului dintelui și al influenței diverșilor factori constructivi și funcționali asupra fenomenului.

3.7. *Desprinderile de așchii, strivirea și fisurarea flancului, exfolierea și ruperea colțului dintelui.* Fenomenele acestea se produc în cazul unor defecte de material, tratament termic, prelucrare sau montaj. În general, nu necesită încercări speciale. Pot fi însă studiate cu standurile și metodica descrisă pentru studiul fenomenului de rupere prin oboseală sau al fenomenului de pitting. Adeseori, chiar la încercări de pitting sau de oboseală, pot apărea fenomene de desprinderi de așchii, striviri, fisurări sau exfolieri ale flancurilor dinților, ceea ce denotă anumite defecțiuni în tehnologia de fabricație sau montaj a angrenajelor încercate.

În locul încercărilor pentru studiul fenomenului de rupere a colțului dintelui se studiază, de obicei, modul cum se repartizează sarcina în lungul dintelui, aspect de care depinde ruperea colțului. Studiul acestui fenomen prezintă interes pentru stabilirea factorilor care influențează coeficientul de repartizare a sarcinii în lungul dintelui K_r necesar pentru dimensionarea angrenajelor.

Aceste studii se execută prin metoda fotoelastică, utilizînd roți dințate din materiale transparente.

Se mai poate utiliza și o metodă tensometrică folosind captori inductivi cu care se măsoară deformația dintelui în lungul său.

4. *Rezultate ale cercetărilor experimentale asupra angrenajelor*

4.1. *Contribuții la stabilirea influenței geometriei danturii roților dințate cilindrice cu dinți drepți din oțel asupra durabilității flancurilor lor.* Modificările poziției relative a flancurilor dinților roților dințate duc la modificarea tensiunii de încovoiere în dinte. Pentru a pune în evidență influența acestei modificări asupra rezistenței la ciupire a flancurilor roților dințate s-au încercat la standul SRD-IPT 1 roți dințate-epruvete speciale din OLC 45 (HB-214 ÷ 221), la care dinții au fost slăbiți prin frezare cu freză disc, îndepărtîndu-se material din flancul de pe aceeași parte.

Epruvetele au fost puse să angreneze cu roți dințate obișnuite. Astfel, condițiile contactului și mișcarea relativă a flancurilor dinților rămîn neschimbate, modificîndu-se doar tensiunea la încovoiere a dinților.

Datele roților dințate-epruvete ($z = 39$; $m = 3$ mm; $B = 25$ mm; $\xi = 0$; $\alpha_0 = 20°$; $f_0 = 1$; $w_0 = 0{,}25$) sînt cuprinse în tabela 2.

Tabela 2

Roata nr.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare s_d, mm	Tensiunea normală maximă în zona polului pentru $\sigma_0 = 46{,}5$ kgf/mm² σ_i, kgf/mm²
6	3,1 ...3,18	1,03
2	3,18...3,24	0,99
7	4,06...4,18	0,48
8	4,71...4,711	0,30

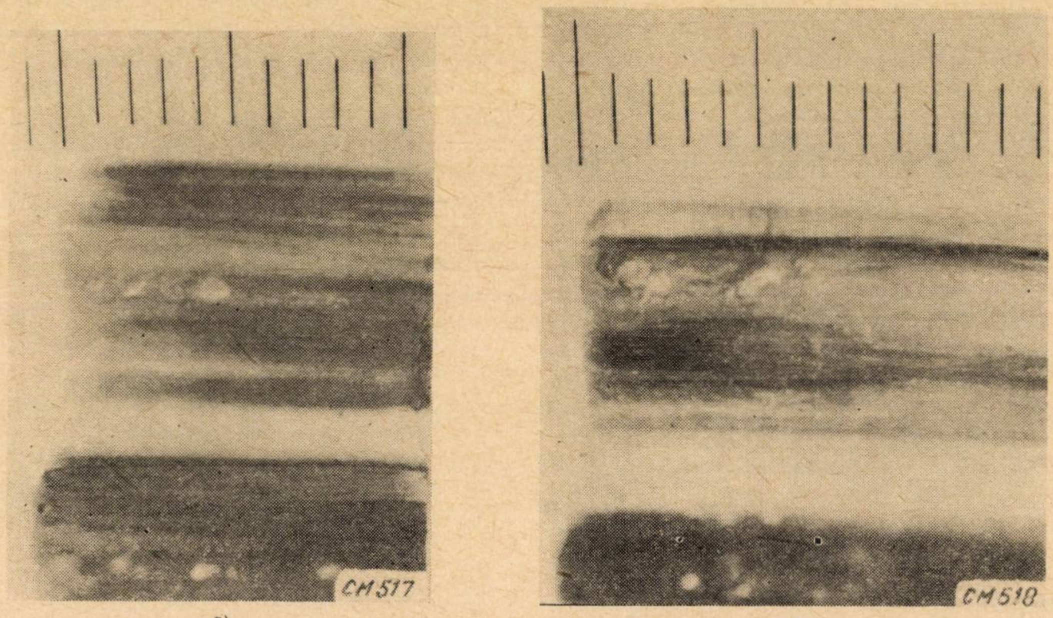
La toate încercările, raportul de transmitere a angrenajului a fost $i = 1$, iar gradul de acoperire $\varepsilon = 1{,}694$.

Încercarea angrenajului s-a făcut cu o presiune pe linia polilor de $\sigma_0 = 46{,}5$ kgf/mm², corespunzînd la 0,22 HB (limita rezistenței la ciupire a oțelului fiind $\sigma_{0a} = 0{,}2$ HB) și la o turație de $n = 1000$ rot/min.

În figura 23 sînt redate fotografiile a două epruvete, una cu dantură slăbită și una cu dantură normală, după $2{,}1 \cdot 10^6$ cicluri de solicitare.

Considerînd fenomenul de pitting progresiv manifestat în momentul în care au apărut 50 de ciupituri pe toți dinții epruvetelor-roți dințate, în figura 24 s-a reprezentat variația numărului de cicluri de solicitare la care apare pitting progresiv, în funcție de raportul dintre solicitarea de încovoiere în zona polului, la dintele slăbit și aceeași solicitare, la un dinte de grosime obișnuită $\left(s_d = \frac{\pi m}{2}\right)$.

Din diagramă reiese că micșorarea distanței dintre flancuri cu profil în evolventă al roților dințate cu dinți drepți, din oțel, deci creșterea tensiunii de încovoiere în dinte duce la reducerea rezistenței la ciupire a flancurilor dinților roților dințate. Reducerea rezistenței la ciupire a flancurilor dinților acestor roți dințate se explică prin grăbirea formării microfisurilor din cauza modificării defavorabile a ciclului de solicitare a materialului din apropierea suprafeței flancurilor dinților roților dințate și prin deschiderea și adîncirea microfisurilor piciorului dinților roților conduse, datorită încovoierii (se înlesnește pe această cale pătrunderea uleiului în microfisuri).



a) b)

Fig. 23

Această concluzie permite introducerea unui factor de corecție la calculul rezistenței la ciupire a flancurilor dinților roților dințate din oțel.

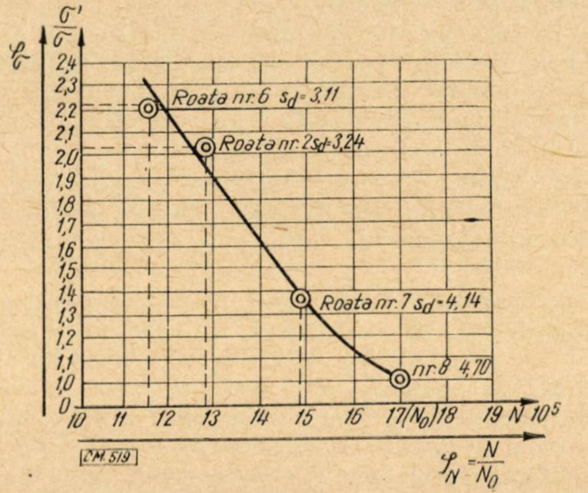


Fig. 24

Cercetările efectuate au deschis posibilitatea măririi capacității portante a dintelui la ciupire prin mărirea rezistenței dintelui la încovoiere.

Eroarea pasului circular al danturii duce la funcționarea angrenajului cu raport de transmitere variabil, deci cu solicitări dinamice suplimentare ale flancurilor dinților.

Pentru a pune în evidență influența acestei erori asupra rezistenței flancurilor dinților roților dințate cilindrice cu dinți drepți, din oțel, s-au executat pe standul SRD-IPT 2, încercări asupra unor roți dințate-epruvete din oțel 41 C 10, cu duritatea HB 244 la care s-a realizat o eroare a pasului circular, care să fie preponderentă față de restul erorilor. Din punctul de vedere al celorlalte dimensiuni, aceste roți s-au încadrat în clasa de precizie 7. Eroarea pasului circular a fost realizată prin rectificarea suplimentară a flancului de dinte activ, la fiecare al doilea dinte al roții-epruvetă.

Datele geometrice ale roților dințate-epruvete ($z = 39$; $m = 3$ mm; $B = 10$ mm; $\xi = 0$; $\alpha_0 = 20°$; $f_0 = 1$; $w_0 = 0,25$) sînt cuprinse în tabela 3.

Tabela 3

Roata nr.	Eroarea medie a pasului circular, µm
4	0
6	64
7	95
N	135

În figura 25 este reprezentată curba Wöhler pentru rezistența la ciupire a flancurilor dinților roților cu eroarea medie a pasului circular de 95 µm.

Astfel de curbe au fost trasate pentru fiecare categorie de roți dințate menționate în tabela 3.

Pe baza lor s-a trasat diagrama din figura 26, care redă variaţia rezistenţei la ciupire a flancurilor dinţilor roţilor dinţate cu dinţi drepţi,

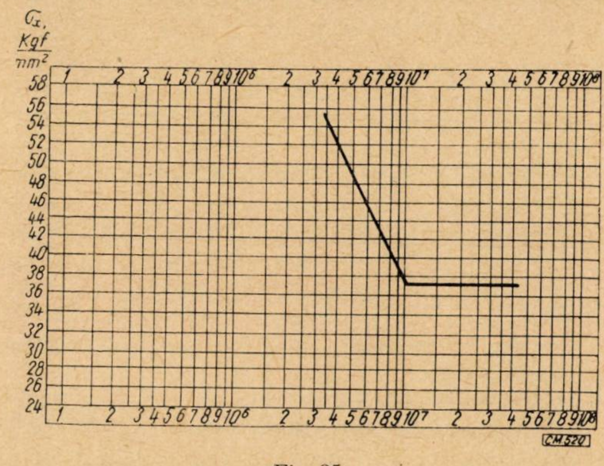


Fig. 25

din oţel 41 C 10, în funcţie de eroarea pasului circular.

Din diagramă reiese o scădere importantă a capacităţii portante a flancurilor roţilor dinţate, o dată cu creşterea erorii pasului circular a acestor roţi dinţate, care este încă neînsemnată pentru erori de pas mici (50 μm).

Această concluzie permite o mai bună corelare, la proiectare, a durabilităţii angrenajului cu precizia prescrisă.

4.2. *Contribuţii la determinarea cifrelor de rezistenţă admisibilă a diferitelor materiale, folosite în construcţia roţilor dinţate în Republica Socialistă România.* Pentru a stabili rezistenţa la presiunea de contact a unor roţi dinţate din cutia de viteze a unor strunguri fabricate de Uzina de strunguri — Arad s-au încercat pe standul de încercat roţi dinţate, roţi din oţel slab aliat cu crom 41 C 10 (STAS 791-63) îmbunătăţit.

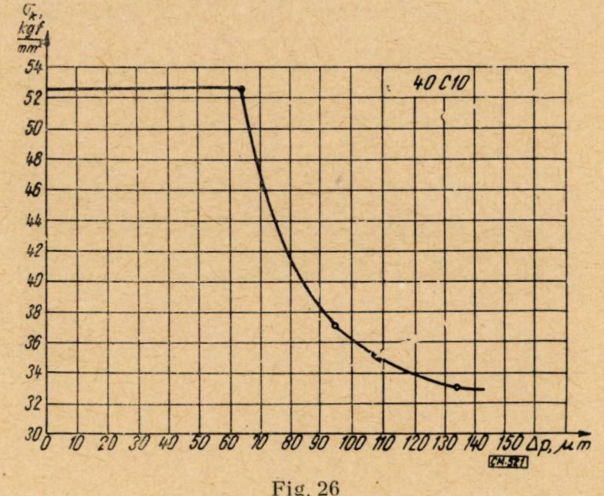


Fig. 26

Caracteristicile geometrice ale roţilor dinţate încercate au fost următoarele :

$\xi = 0$; $m = 3$ mm ; $z = 39$; $B = 10$ mm ; clasa de precizie = 7 ; duritatea = 245 HB. Roţile au fost încercate pentru un raport de transmitere $i = 1$.

În figura 27 este redată diagrama Wöhler obţinută.

Din figură se vede că rezistenţa la contact a flancului dintelui este $\sigma_k = 52$ kgf/mm², faţă de $\sigma_{ak} = 67{,}5$ kgf/mm² cît se indică în literatura de specialitate, pentru roţi din acest material.

Se constată deci o scădere de aproape 30 % a rezistenţei flancului, care se explică printr-o revenire a roţilor dinţate la o temperatură prea ridicată 650 °C (duritatea materialului roţii este de 245 HB faţă de duritatea de 270 HB la care încă nu există pericol de rupere fragilă la acest material).

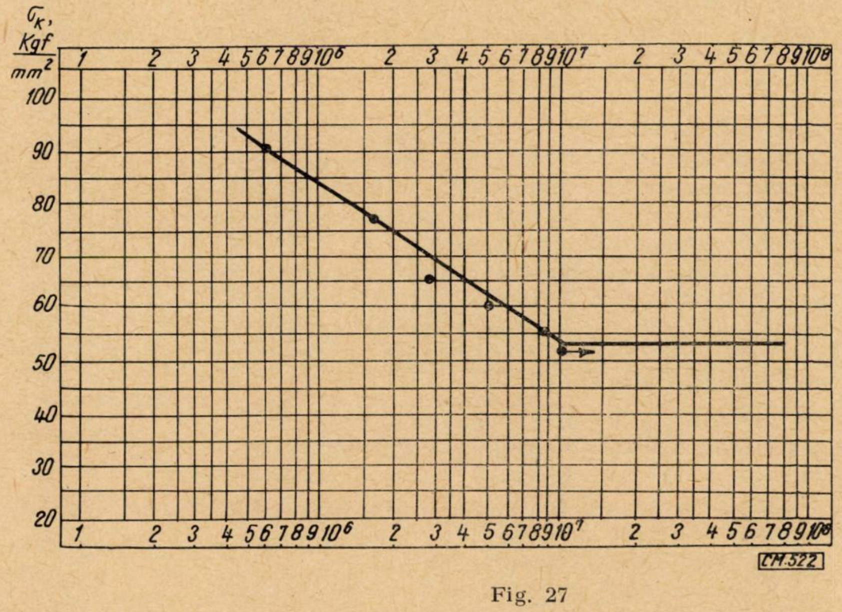


Fig. 27

Aceste încercări pun în evidenţă importante rezerve pentru mărirea capacităţii portante la roţile dinţate construite din oţeluri de îmbunătăţire. Se impune studierea în continuare a problemei temperaturii optime de revenire, pentru a obţine rezistenţe de contact maxime fără pericol de rupere a dinţilor, cît şi stabilirea caracteristicilor de rezistenţă la contact ale diferitelor tipuri de oţeluri STAS utilizate în construcţia roţilor dinţate.

Au fost executate şi sînt în curs încercări asupra unor epruvete-roţi dinţate cilindrice şi conice, din textolit, relon şi duretan, stabilindu-se relaţii între durabilitatea şi încărcarea acestor roţi dinţate.

4.3. *Cercetări privind zgomotul în angrenaje şi reducerea lui.* Una dintre problemele cele mai actuale, legate de îmbunătăţirea calitativă a maşinilor, este micşorarea zgomotului produs de angrenajele care intră în componenţa lor. Adoptarea unor măsuri eficiente în această direcţie este condiţionată de cercetarea cauzelor care provoacă zgomotul produs şi a celor care contribuie la mărirea intensităţii sale.

Principalele cauze ale zgomotului produs de angrenaj sînt legate de rigiditatea danturii şi precizia de execuţie, iar cele care amplifică intensitatea zgomotului, de spectrul de frecvenţă a zgomotului emis şi frecvenţa oscilaţiilor proprii ale pieselor prin care se transmite zgomotul de corp. Cercetarea acestor cauze, la rîndul lor condiţionate de construcţia diferitelor piese componente ale maşinilor şi de tehnologia de fabricaţie, trebuie făcută în primul rînd experimental. La laboratorul de organe de maşini şi mecanisme se efectuează în prezent cercetări privind reducerea zgomotului produs de angrenajele maşinilor-unelte fabricate la Uzina de strunguri — Arad.

5. *Concluzii*

În condiţiile actuale de dezvoltare continuă a industriei constructoare de maşini din ţara noastră, cercetarea sistematică a funcţionării angrenajelor care intră în construcţia maşinilor fabricate reprezintă o necesitate. Pe această linie se axează colaborarea dintre catedra de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic-Timişoara şi o serie de întreprinderi ca : Strungul — Arad, Înfrăţirea — Oradea, Unirea — Cluj etc.

Cercetările ce se efectuează, pe lîngă elucidarea unor probleme fundamentale teoretice, insuficient de clarificate în literatura tehnică de specialitate, au ca scop rezolvarea unor probleme concrete privind îmbunătăţirea calităţii angrenajelor fabricate în ţară.

---

[1] *Blok, H.* Mesurement of temperature flashes on gear teeth under extrem pressure conditions. Proceedings of the General Discussion on Lubrication and Lubricanty, vol. **2**, London Institution of Mecanical Engineers, 1937.

[2] *Botez, M.* Angrenaje. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[3] *Buckingham, E.* How contact stresses afect gear teeth. In : SAE journal, vol. **58**, nr. 10, 1950.

[4] *Chişu, A., Maroş, D.* ş. a. Maşină universală de încercat roţi dinţate. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.-Cluj, 1961.

[5] *Cameron, A.* Theorie der Zahnradschmierung und Grübchenbildung. Zahnräder, Zahnradgetriebe. Braunschweig, 1955.

[6] *Dudley, C.* şi *Winter H.* Zahnräder. Berlin, Springer Verlag, 1961.

[7] *Grekov, G. M.* şi *Malţev, V. F.* Metoda ispîtanii na rolikovoi maşine. Rasciot, konstruirovanie i issledovanie peredaci. Izdanie Odesskogo politehniceskogo instituta, 1959.

[8] *Horovitz, B.* Angrenaje cilindrice. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

[9] *Horovitz, B.* Reductoare şi variatoare de turaţie. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[10] *Horovitz, B., Kovacs, F.* şi *Micşa, I.* Instalaţie pentru încercarea roţilor dinţate. Comunicare la sesiunea de comunicări ştiinţifice a I.P.T., 1960.

[11] *Kützbach, K.* Reibung und Abnutzung von Zahnräder. In : VDI-Zeitschrift, vol. **70**, nr. 30, 1926.

[12] *Meldahl, A.* Prüfung von Zahnradmaterial. In : Brown-Boveri Mitteilungen, nr. 10, 1939.

[13] *Meldahl, A.* Testing Gear materials. In : The automobile Engineer, vol. **31**, nr. 408, 1941.

[14] *Niemann, G.* Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad-und Wälzlager-Werkstoffen. In : VDI-Zeitschrift, vol. **87**, nr. 33 şi 34, 1934.

[15] *Niemann, G.* Die Dauer Pitting-Festigkeit der Zahnräder und Wege zu ihrer Erhöhung. In : Acta tehnica hungarica, Budapesta 1962.

[16] *Niemann, G.* Schmierfilmbildung, Verlustleistung und Schadensgrenzen bei Zahnräder mit Evolventenverzahnung. In : VDI — Zeitschrift, vol. **97**, 1955.

[17] *Trubin, G. K.* Issledovanie kosozubogo vnepoliusnogo zaţeplenia vtorogo roda. Povîsenie nagruzocinoi sposobnosti zubciatîh peredaci i snijenie îh vesa. Tniitmaş, Kniga 81, Maşghiz, 1956.

[18] *Vörös, F.* Gépelemek, III. Budapest, Tankönyvkiado, 1957.

[19] *Way, F.* Westinghouse Roller and Gear Pitting test. In : Transactions ASME, vol. **66**, nr. 4, 1944.

[20] *Bălănescu, I.* Un nou stand de încercat şi rodat reductoare. In : Construcţia de maşini, nr. 1, 1956.

CZ 621.914.2—752.001.5

Cercetări experimentale privind vibrațiile la frezarea frontală

Dr. ing. GHEORGHE ZGURĂ

Una dintre problemele importante ale tehnologiei construcției de mașini o constituie problema vibrațiilor ce apar la prelucrarea prin așchiere a metalelor.

În anumite condiții iau naștere oscilații periodice de amplitudine însemnată, care împiedică desfășurarea normală a procesului tehnologic și pot avea urmări nefavorabile asupra mașinii-unelte și a sculelor așchietoare.

Vibrațiile înrăutățesc calitatea suprafeței prelucrate, reduc considerabil durabilitatea sculei, limitează prelucrarea cu parametri ridicați ai procesului de așchiere.

Din acest motiv, studierea comportării la vibrații a mașinilor-unelte prezintă un interes din ce în ce mai mare în construcția de mașini.

Majoritatea cercetătorilor au abordat cu precădere problema vibrațiilor care apar la strunjire, vibrațiile la prelucrarea prin frezare fiind încă insuficient studiate.

În cele ce urmează sînt prezentate unele aspecte legate de caracterul vibrațiilor la frezarea frontală și influența elementelor regimului de așchiere și a rigidității sistemului asupra intensității autovibrațiilor.

Experiențele au fost efectuate pe o mașină de frezat 6 N 82, ale cărei caracteristici sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

Dimensiunile mesei, mm	Puterea motorului, kW	Numărul de rotații al axului principal, rot/min	Avansul longitudinal al mesei, mm/min
300 × 1 250	7	$n_{min} = 30$ $n_{max} = 1\,500$	$S_{min} = 23{,}5$ $S_{max} = 1\,180$

Convențional a fost adoptat următorul sistem de axe de coordonate raportat la mașina-unealtă :

— axa Ox pe direcția avansului transversal ;

— axa Oy pe direcția avansului longitudinal ;

— axa Oz pe direcția avansului vertical.

Pe direcțiile indicate a fost măsurată rigiditatea statică a mașinii, ale cărei valori sînt trecute în tabela 2.

Tabela 2

Rigiditatea Subansamblul	j_x, kgf/mm	j_y, kgf/mm	j_z, kgf/mm
Axul principal	16 000	14 200	15 400
Masa și consola	6 000	4 800	12 000
Rigiditatea totală	4 800	6 003	6 820

Analizînd cifrele de rigiditate rezultă că mașina de frezat 6 N 82 are o rigiditate ridicată.

Ca sculă așchietoare s-a utilizat o freză frontală cu dinți aplicați armați cu plăcuțe din aliaj dur T 6 K 10, ai cărei parametri geometrici sînt trecuți în tabela 3.

Tabela 3

Diametrul, D, mm	$\varkappa^\circ$	$\varkappa_0^\circ$	$\varkappa_1^\circ$	λ°	α°	γ°	Z
120	45	20	5	12	12	0	8

Piesa de prelucrat a fost o bară din oțel de construcție tip OLC 45, cu secțiune dreptunghiulară (80 × 30 mm), aleasă astfel încît să prezinte rigiditatea diferită pe direcția z și y.

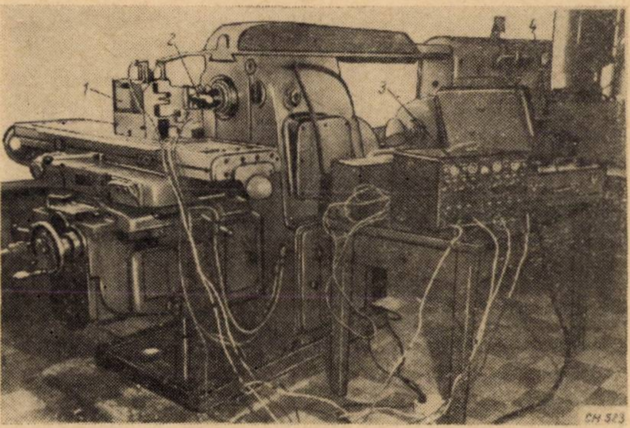


Fig. 1

În figura 1 este prezentată vederea instalației de experimentare, compusă din :

1 — dinamometrul cu mărci tensometrice pentru măsurarea componentelor efortului de așchiere ; *2* — captori seismici cu mărci tensometrice pentru măsurarea amplitudinii vibrațiilor ; *3* — punte tensometrică ; *4* — oscilograf cu bucle.

Vibrațiile ce apar la prelucrarea pe mașinile de frezat pot fi împărțite în vibrații forțate și autovibrații.

Vibrațiile forțate, la rîndul lor, pot fi clasificate în :

a) vibrații care nu depind de procesul de așchiere, a căror apariție este legată de mișcarea maselor neechilibrate din lanțul cinematic al mașinii-unelte, de vibrațiile transmise de la alte mașini și instalații vecine ;

b) vibrații forțate care depind de procesul de așchiere, a căror apariție este legată de: variația bruscă a grosimii așchiei la intrarea și ieșirea dinților frezei din metal; de discontinuitatea procesului de așchiere atunci cînd pasul dinților este mai mare decît lungimea arcului de contact cu piesa și de variația secțiunii așchiei detașate în decursul unei rotații a frezei.

Vibrațiile forțate se caracterizează prin aceea că se produc cu o frecvență egală cu frecvența sursei perturbatoare.

Astfel, frecvența vibrațiilor forțate care nu depind de procesul de așchiere este egală cu frecvența de oscilație a maselor neechilibrate din lanțurile cinematice ale mașinii-unelte sau cu frecvența vibrațiilor ce se transmit de la alte surse de vibrații vecine.

Frecvența oscilațiilor care depind de procesul de așchiere este egală cu n, s^{-1} (vibrații forțate datorită bătăii radiale a frezei) sau nZ, s^{-1} (vibrații forțate datorită variației bruște a secțiunii așchiei la intrarea și ieșirea dinților frezei din metal). Cu n s-a notat numărul de rotații al axului principal (rot/s), iar cu Z numărul de dinți ai frezei.

Intensitatea vibrațiilor de frecvență n, s^{-1} crește cu creșterea bătăii radiale a frezei și a elementelor regimului de așchiere.

Variațiile de frecvență nZ, s^{-1} sînt cu atît mai intense cu cît parametrii regimului de așchiere sînt mai ridicați, deoarece forța excitatoare crește cu creșterea adîncimii de așchiere t, a avansului pe dinte s_z și a vitezei de așchiere v.

Lățimea de așchiere B influențează substanțial asupra intensității vibrațiilor forțate. Experimental s-a constatat că dependența amplitudinii vibrațiilor forțate este asemănătoare cu dependența coeficientului de neuniformitate a grosimii așchiei în funcție de lățimea de așchiere B.

Vibrațiile forțate dependente de procesul de așchiere se produc cu intensitate minimă atunci cînd expresia $\frac{Z}{\pi}$ arc sin $\frac{B}{D}$ este egală cu un număr întreg.

Cu alte cuvinte, condiția ca vibrațiile să fie minime este ca în așchiere să se găsească simultan un număr întreg de dinți N.

În figura 2 este reprezentată dependența amplitudinii vibrațiilor în funcție de numărul de dinți N, aflați simultan în așchiere.

Rezultatele experimentale confirmă întrutotul cele arătate mai sus, în sensul că vibrațiile au fost minime atunci cînd numărul de dinți aflați simultan în așchiere a fost egal cu 1 sau 2. Intensitatea maximă a vibrațiilor a avut loc pentru cazul cînd numărul de dinți N aflați simultan în așchiere a fost egal cu 1,7. Rezultă deci că un asemenea raport între lățimea de frezare B, diametrul frezei D și numărul de dinți Z este dezavantajos din punctul de vedere al comportării la vibrații a sistemului tehnologic.

A doua categorie de vibrații care apar la toate genurile de prelucrare prin așchiere este constituită de autovibrațiile a căror apariție este legată de modificarea periodică a grosimii așchiei detașate de scula așchietoare, de ecruisarea materialului îndepărtat sub formă de așchii, de modificarea valorilor forțelor de așchiere, ca urmare a modificării coeficientului de frecare a așchiilor pe suprafața de degajare, a modificării valorilor reale ale unghiurilor sculei așchietoare care detașează așchii de pe o suprafață ondulată.

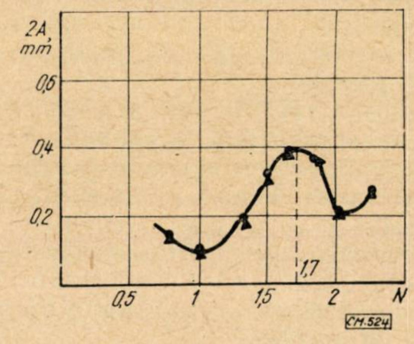


Fig. 2

Ca rezultat al acțiunii acestor factori ia naștere o forță de așchiere variabilă ΔP_ξ capabilă să întrețină procesul autovibrator în sistemul tehnologic elastic mașină-unealtă—piesă-sculă.

Ecuația de mișcare a sistemului autooscilant poate fi reprezentată sub forma:

$$m\ddot{\xi} + h\dot{\xi} + k\xi = \Delta P_\xi,$$

în care:

$m\ddot{\xi}$ este forța de inerție;

$h\dot{\xi}$ — forța de amortizare proporțională cu viteza;

$k\xi$ — forța elastică;

ΔP_ξ — forța de așchiere variabilă care întreține procesul autovibrator pe direcția ξ ce ia naștere ca urmare a factorilor enumerați.

Autovibrațiile se întrețin pe seama forțelor interne variabile născute de procesul de așchiere însuși.

O dată cu întreruperea procesului de așchiere (încetarea detașării de așchii) dispar forțele excitatoare și procesul autovibrator încetează.

Natura și cauzele vibrațiilor forțate se pot stabili fără dificultăți prea mari; în privința cauzelor apariției și întreținerii autovibrațiilor există însă mai multe puncte de vedere care explică într-o măsură mai mare sau mai mică acest fenomen.

Trebuie subliniat faptul că nu există încă o idee unitară în această privință, datorită tocmai complexității deosebite a procesului de așchiere în condițiile prezenței autovibrațiilor, fenomen cu atît mai complicat la frezare — unde procesul de așchiere este caracterizat de mai mulți parametri variabili decît în cazul strunjirii, rabotării etc. La prelucrarea prin așchiere, autovibrațiile se caracterizează prin constanța frecvenței lor în limite foarte largi ale parametrilor regimului de așchiere.

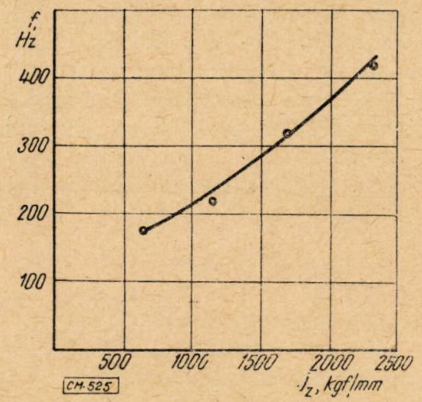


Fig. 3

Frecvența autooscilațiilor depinde de rigiditatea sistemului tehnologic mașină-unealtă — piesă-sculă, de masele și amortizarea din sistem.

În experiențele efectuate de autor, în condițiile unei rigidități constante a sistemului tehnologic ($j_z = 2\ 300$ kgf/mm), frecvența autovibrațiilor a rămas constantă ($f = 310$ Hz), cu toate că viteza de așchiere a variat între 20 și 220 m/min.

Rezultate asemănătoare s-au obținut și prin varierea celorlalți parametri ai regimului de așchiere (t, s, B).

Modificarea rigidității sistemului atrage după sine variația frecvenței autovibrațiilor. În figura 3 este reprezentată variația frecvenței autovibrațiilor în funcție de coeficientul de rigiditate al sistemului j_z.

Rezultatele experimentale arată că pe măsură ce rigiditatea sistemului crește, frecvența autovibrațiilor se mărește.

Influența parametrilor regimului de așchiere și a rigidității sistemului asupra intensității autovibrațiilor la frezarea frontală a fost studiată experimental în scopul de a stabili unele criterii științifice în alegerea valorilor optime ale parametrilor regimului de așchiere, care să asigure prelucrarea cu vibrații minime.

Experiențele au fost efectuate în următoarele condiții :

— viteza de așchiere $v = 57$ m/min ;
— avansul pe dinte $s_z = 0{,}1$ mm/dinte ;
— adîncimea de așchiere $t = 3$ mm ;
— lățimea de frezare $B = 70$ mm ;
— numărul de dinți ai frezei $Z = 8$;
— coeficientul de rigiditate $j_z = 1600$ kgf/mm.

În timpul experiențelor a fost variat un singur parametru (v, t, s_z, j_z) în funcție de care s-a urmărit dependența amplitudinii autovibrațiilor.

La prelucrarea rezultatelor, amplitudinea autovibrațiilor s-a luat ca medie aritmetică a cinci amplitudini măsurate în puncte diferite pe oscilograme reprezentînd mai multe rotații ale sculei așchietoare.

La studierea vibrațiilor ce apar la prelucrarea pe mașini-unelte se obișnuiește să se despartă sistemul tehnologic în sistemul sculei și sistemul piesei.

În cazul frezării frontale, determinant a fost sistemul piesei, deoarece de obicei în practică rigiditatea piesei este aceea care se modifică de la un caz la altul. Într-adevăr, rigiditatea axului principal împreună cu freza frontală a fost destul de ridicată (aproximativ 10 000 kgf/mm), ceea ce justifică alegerea sistemului piesei și nu al sculei ca determinant în apariția vibrațiilor.

Influența adîncimii de așchiere t

Experimental s-a constatat că, pe măsură ce adîncimea de așchiere t crește, intensitatea autovibrațiilor se mărește aproximativ după o curbă liniară (fig. 4).

La o anumită valoare a adîncimii de așchiere se ajunge la o astfel de intensitate a autovibrațiilor încît nu mai este posibilă continuarea procesului de așchiere. Această valoare, denumită adîncime de așchiere limită, se determină în funcție de rigiditatea sistemului tehnologic pe direcția z.

Astfel, pentru $j_z = 1\ 600$ kgf/mm, adîncimea de așchiere limită a fost de 5 mm, iar pentru $j_z = 2\ 700$, $t = 8$ mm.

Influența avansului s_z

În general, se poate afirma că avansul pe dinte la frezarea frontală nu joacă un rol prea însemnat asupra comportării la vibrații a sistemului tehnologic. Cu creșterea avansului pe dinte, intensitatea vibrațiilor prezintă o scădere ușoară (fig. 5), explicată prin faptul că, o dată cu creșterea avansului, se micșorează variația relativă a grosimii așchiei detașate de sculă și în felul acesta procesul de așchiere decurge mai liniștit pentru valori mai mari ale avansului s_z.

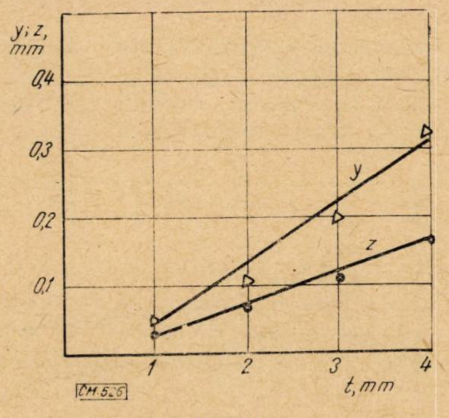


Fig. 4

Dependența amplitudinii vibrațiilor în funcție de viteza de așchiere reprezintă o curbă complicată cu un maximum în zona vitezelor de 40—60 m/min (fig. 6).

Maximul curbei din figura 6 este explicat prin interacțiunea dintre autovibrații și vibrațiile forțate de frecvență nZ, care au produs rezonanța cu unul din organele mașinii-unelte de frecvență apropiată.

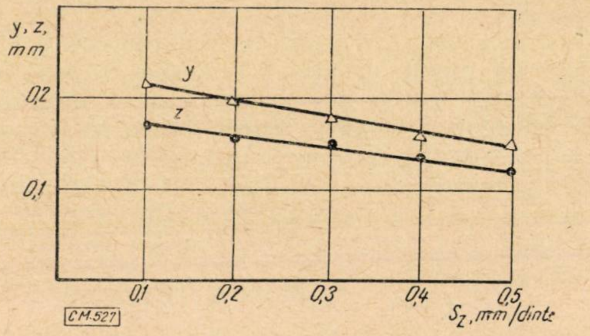


Fig. 5

Într-adevăr, la prelucrarea cu $n = 150$ rot/min și $Z = 8$, frecvența oscilațiilor forțate a fost 20 Hz, ceea ce a făcut să apară la frecvența proprie a mesei de 20,5 Hz fenomenul de rezonanță, influențînd astfel substanțial intensitatea autovibrațiilor.

Cu creșterea în continuare a vitezei de așchiere, amplitudinea autovibrațiilor a scăzut treptat, însă vibrațiile n-au dispărut, așa cum se afirmă în unele lucrări de specialitate.

În scopul lămuririi influenței orientării piesei din punctul de vedere al rigidității față de sistemul de coordonate stabilit, au fost efectuate experiențe la care piesa — o bară cu secțiunea dreptunghiulară (80 × 30 mm) — a fost orientată cu axa de rigiditate minimă pe direcția y și pe direcția z.

Rezultatele experimentale sînt prezentate în graficele din figurile 7 și 8.

Din analiza acestora rezultă că rigiditatea după direcția axei z (după direcția de acțiune a forței tangențiale la frezare) are o influență hotărîtoare asupra intensității vibrațiilor.

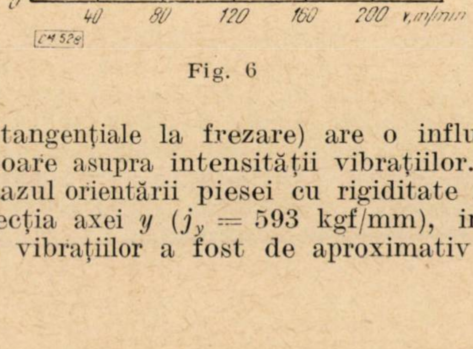


Fig. 6

În cazul orientării piesei cu rigiditate mică pe direcția axei y ($j_y = 593$ kgf/mm), intensitatea vibrațiilor a fost de aproximativ trei ori mai mică decît în cazul orientării piesei cu rigiditatea minimă după direcția axei z ($j_z = 650$ kgf/mm).

Experimental s-a constatat că prelucrarea în cazul unei rigidități $j_z < 550$ kgf/mm nu este posibilă cu nici un regim de așchiere, întrucît vibrațiile ce se produc provoacă distrugerea sculelor așchietoare, rezultînd și o calitate foarte proastă a suprafeței prelucrate. Pe baza rezultatelor experimentale s-a stabilit următoarea formulă de determinare a valorii orientative a amplitudinii vibrațiilor pentru condițiile arătate:

$$A = \frac{120}{j_z - 550} + \frac{t}{15} - \frac{s_z}{12} + 0{,}03 \text{ mm},$$

în care:

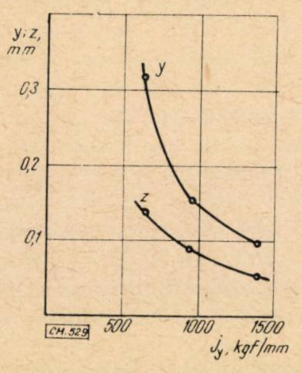


Fig. 7

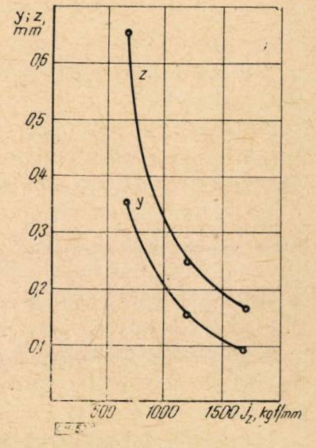


Fig. 8

A este amplitudinea vibrațiilor $A = \sqrt{y^2 + z^2}$, mm;

j_z — rigiditatea sistemului după axa z, kgf/mm;

t — adîncimea de așchiere, mm;

s_z — avansul, mm/dinte.

Concluzii

Pe baza rezultatelor experimentale obținute la studierea vibrațiilor la frezarea frontală se pot trage uumătoarele concluzii:

— adîncimea de așchiere influențează puternic asupra intensității vibrațiilor;

— avansul pe dinte s_z nu influențează substanțial mărimea vibrațiilor;

— dependența amplitudinii vibrațiilor de viteza de așchiere reprezintă o curbă cu maximum în zona 40—60 m/min;

— coeficientul de rigiditate j_z este unul dintre elementele determinante în apariția vibrațiilor.

În vederea asigurării prelucrării cu vibrații minime, la frezarea frontală, se recomandă:

— să se lucreze cu adîncimi de așchiere sub valoarea limită;

— să se prelucreze cu valori mari ale avansului pe dinte s_z;

— să se prelucreze cu viteze medii și mari pentru a ieși în afara zonelor de vibrații (zona maximului);

— să se orienteze axa rigidității maxime a piesei pe direcția axei z (a forței tangențiale la frezare).

[1] *Amosov, I. S., Scragan, V. A.* Tocinosti, vibrații i cistota poverhnosti pri mehaniceskoi obrabotke. 1953.

[2] *Ilnițki, I. I.* Vibrații pri rezanii metalov. 1961.

[3] *Kucima, L. K.* Vibrații pri rabote na frezernîh stancah. 1959.

[4] *Savvin, N. V.* Vibrații pri frezerovanii. 1952.

[5] *Sokolovschi, A. P.* Naucinîie osnovî tehnologhii mașinostroenia. 1957.

[6] *Tobias, S. A.* The vibrations of vertical milling machines under test and working conditions. In Proc. of the Inst. of mech. Engrs, nr. 18, 1959, p. 173.

[7] *Tlusti, Irji.* Avtocolebania na metalorejușcih stankah. 1956.

CZ 621.9.07

Contribuții la tehnica prelucrării prin vibroașchiere

LIVIU DEACU, ION MAGYAROSY și CONSTANTIN ȘTEFĂNESCU

În domeniul așchierii metalelor, o dată cu automatizarea progresivă, se impune ca necesitate obiectivă soluționarea problemei formării optime a așchiei.

Din considerente determinate de necesitatea reducerii timpului de oprire a mașinii în vederea evacuării așchiei înfășurate (în special la strungurile semiautomate și automate de copiat), deci de creștere a productivității mașinii-unelte pe de o parte, iar pe de altă parte de tehnica securității muncii, ruperea așchiilor constituie o problemă în atenția cercetătorilor și constructorilor de mașini-unelte.

O așchie elicoidală scurtă se desprinde cu mai multă ușurință de pe cuțit, este mai puțin voluminoasă și permite o mai ușoară evacuare de la locul de muncă.

Ruperea așchiilor prin folosirea de sfărîmătoare sau cu ajutorul cuțitelor de formă specială prezintă pe lîngă unele avantaje și o serie de inconveniente, care fac ca aceste metode să nu fie întrebuințate efectiv în producție.

Metoda de sfărîmare a așchiei prin tehnica vibroașchierii se află în ultimul timp în atenția cercetătorilor și constructorilor. Principiul metodei constă în aceea că scula (mai rar piesa) primește o mișcare vibratorie, în general în direcția avansului. Acest lucru permite, pe lîngă o modificare a grosimii așchiei, fapt ce duce în același timp la variația forței de așchiere, și sfărîmarea automată — în condiții bine determinate — a așchiei.

Experiențele efectuate în laboratorul T.C.M. de la Institutul politehnic-Cluj confirmă părerea unor autori [5], [6], [8] că în procesul de vibroașchiere apăsarea axială se micșorează, iar durabilitatea tăișului crește. În același timp se modifică și natura deformărilor plastice secundare, datorită variației frecărilor dintre sculă și așchie.

Vibrațiile pot fi obținute mecanic, hidraulic, pneumatic, hidromecanic, electric, sau chiar ultrasonic. Cele mai bune rezultate le-au dat dispozitivele hidraulice (Institutul politehnic-Leningrad, Laboratoarele industriei de armament-Franța, Institutul politehnic-Cluj), electrice (Institutul Bauman-Moscova) și hidromecanice (Institutul de cercetări în domeniul mașinilor-unelte și prelucrării metalelor-Praga).

Celelalte metode au dovedit neajunsuri, a căror enumerare nu constituie obiectul prezentei lucrări.

Indiferent de metoda adoptată, vibrațiile sculei decurg în general după o sinusoidă. Ruperea perfectă a așchiei este funcție de doi parametri principali: frecvența și amplitudinea oscilațiilor. Astfel, așchia se sfărîmă în mod cert atunci cînd, pe lîngă asigurarea condiției ca amplitudinea A să fie egală cu jumătatea valorii avansului ($A = s/2$), frecvența este defazată în raport cu turația piesei. Dacă defazajul este de 180° are loc o sfărîmare perfectă a așchiei. Cu cît frecvența este mai mare, așchia se rupe în mai multe bucăți, lungimea așchiilor scăzînd proporțional cu creșterea frecvenței. Condiția precizează deci că ruperea se produce numai atunci cînd frecvența nu este un multiplu întreg al turației, valoarea ei fiind independentă de mărimea avansului.

Încercările efectuate au confirmat, de asemenea, aprecierea [5], [8] că valoarea optimă a amplitudinii este dată de relația:

$$A = \left(\frac{2}{5} + \frac{1}{2}\right) s,$$

în care s este avansul în mm pe rotație.

Experiențe asupra formării așchiei, prin vibrația sculei, au fost efectuate (în laboratorul T.C.M. de la Institutul politehnic-Cluj), pentru găurire și strunjire. Metoda adoptată a fost aceea a producerii vibrațiilor pe cale hidraulică cu ajutorul amplificatorilor hidraulici al căror sertăraș era acționat în funcție de turația piesei pentru respectarea condiției de frecvență.

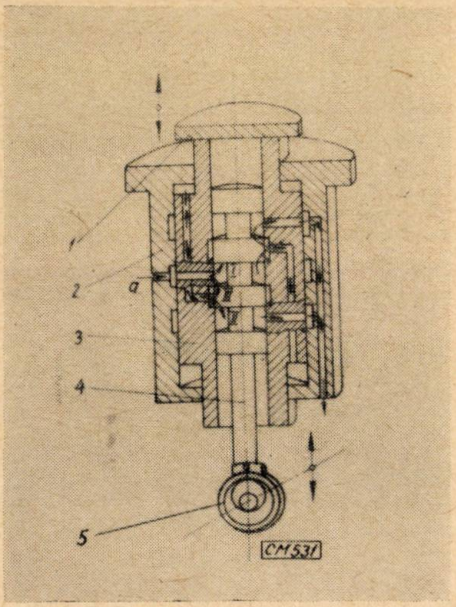


Fig. 1

Acest amplificator (fig. 1) a stat la baza construcției instalației de încercat pentru strunjire (fig. 2), la care scula primește mișcarea vibratorie, cît și a instalației pentru găurire unde mișcarea vibratorie este imprimată piesei (fig. 3).

Sertărașul distribuitor *4* (fig. 1) este acționat printr-un dublu excentric *5* de către un electromotor de curent continuu, a cărui turație este funcție de turația piesei. Sertărașul este de tip cu acoperire nulă, ceea ce asigură amplificatorului o mare sensibilitate. El obturează sau deschide căile de comunicație pentru ulei în motorul hidraulic format din cilindrul *2* și pistonul *3*. De flanșa *1* se fixează scula sau piesa. Realizînd un raport mare de amplificare, dispozitivul permite dezvoltarea unor puteri mari în procesul de vibroașchiere.

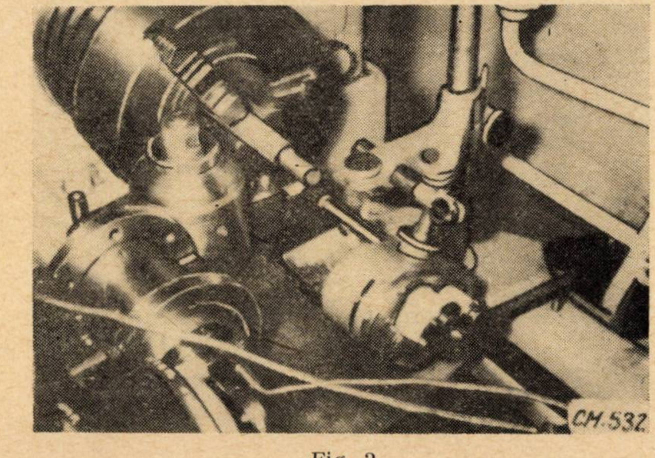


Fig. 2

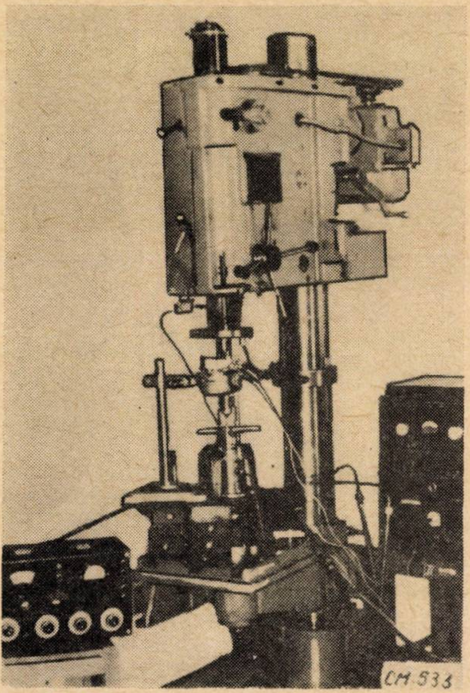


Fig. 3

În ceea ce privește proiectarea amplificatorului se consideră că aceasta nu prezintă probleme deosebite.

Sfărîmarea așchiei. În procesul de așchiere intervin trei mișcări distincte: mișcarea de rotație, mișcarea de avans și mișcarea vibratorie. Datorită combinării celor trei mișcări, care caracterizează procedeul, rezultă o traiectorie determinată de ecuațiile (4) și (5).

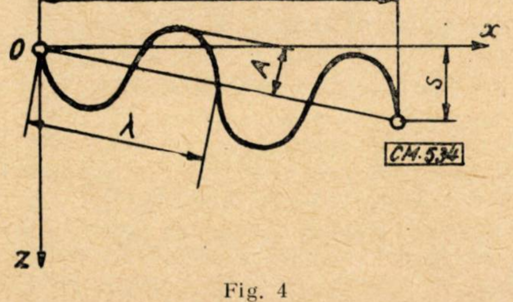


Fig. 4

Desfășurînd cilindrul de diametru *D*, pe care se înfășoară traiectoria descrisă de un punct al tăișului, pentru o singură spiră a elicei, distanța pe direcția *OZ* între începutul și sfîrșitul spirei este tocmai avansul (fig. 4).

Respectînd condițiile de rupere a așchiei arătate mai sus, grosimea așchiei variază cu o perioadă egală cu jumătatea perioadei de oscilaţie forţată (fig. 5), producîndu-se ruperea în punctele R.

La un defazaj nul, grosimea aşchiei nu variază şi se va obţine o aşchie de curgere, de forma celei reprezentate în figura 6.

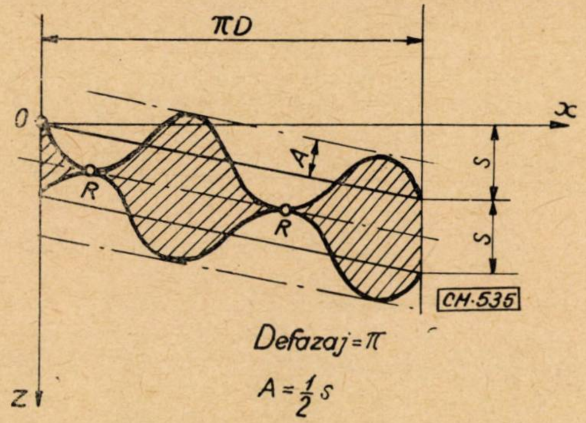

πD
0
x
A
R
R
s
s
z
CM-535
Defazaj = π
A = ½ s

Fig. 5

La un defazaj de $\frac{\pi}{4}$ sau $\frac{3\pi}{4}$ grosimea aşchiei deşi variază conform reprezentării din figurile 7 şi 8, ruperea aşchiei va avea un caracter întîmplător.

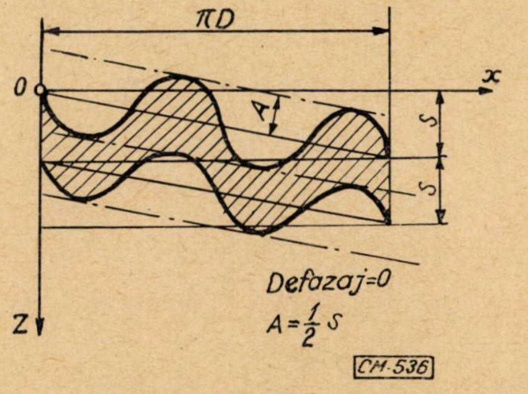

πD
0
x
A
s
s
Z
Defazaj=0
A = ½ S
CM-536

Fig. 6

Pentru a putea stabili valoarea frecvenţei în funcţie de turaţie se consideră :

k — un număr întreg de oscilaţii care încap în lungimea l;

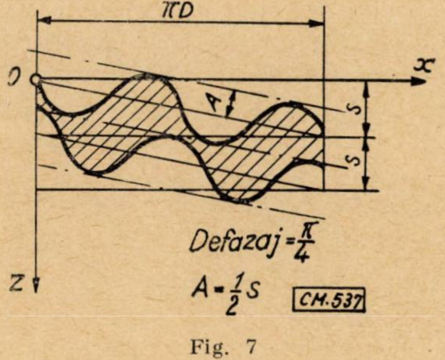

πD
0
x
A
s
s
Z
Defazaj = π/4
A = ½ s
CM-537

Fig. 7

l — lungimea unei spire desfăşurate (fig. 9)

$$l = \sqrt{(\pi D)^2 + s^2};$$

λ — lungimea de undă a mişcării vibratorii ;

i — fracţiunea de lungime de undă necuprinsă în lungimea l.

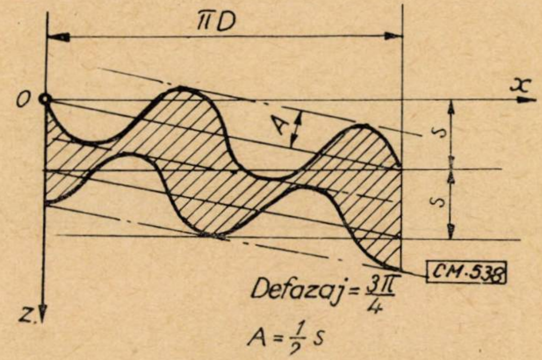

πD
0
x
A
s
s
z
Defazaj = 3π/4
A = ½ s
CM-538

Fig. 8

Din figura 10 rezultă :

$$l + i\lambda = (k+1)\lambda; \qquad i = \frac{(k+1)\lambda - l}{\lambda}; \tag{1}$$

$$(k+1)\ T_o = T_n + iT_o;$$

$$(k+1)\frac{1}{\nu_0} = \frac{1}{\nu_n} + i\frac{1}{\nu_0};$$

$$(k+1)\frac{1}{\nu_0} = \frac{60}{n} + i\frac{1}{\nu_0} \rightarrow \frac{k+1-i}{\nu_0} = \frac{60}{n},$$

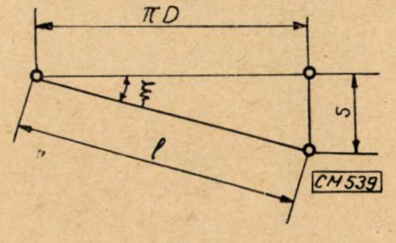

πD
ξ
s
l
CM539

Fig. 9

în care :

T_0 este perioada oscilaţiilor forţate ;

T_n — perioada de rotire a arborelui portsculă (sau a piesei) ;

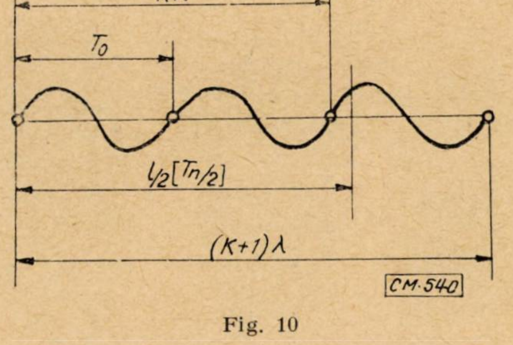

Kλ
T0
l/2 [Tn/2]
(K+1)λ
CM-540

Fig. 10

ν_0 — frecvenţa oscilaţiilor forţate ;

ν_n — frecvenţa rotirii arborelui portsculă (sau a piesei).

Deci:

$$\nu_0 = \frac{n\,(k + 1 - i)}{60}.$$

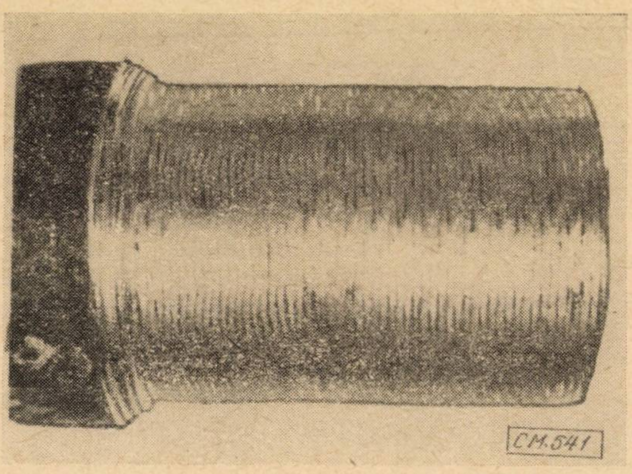


Fig. 11

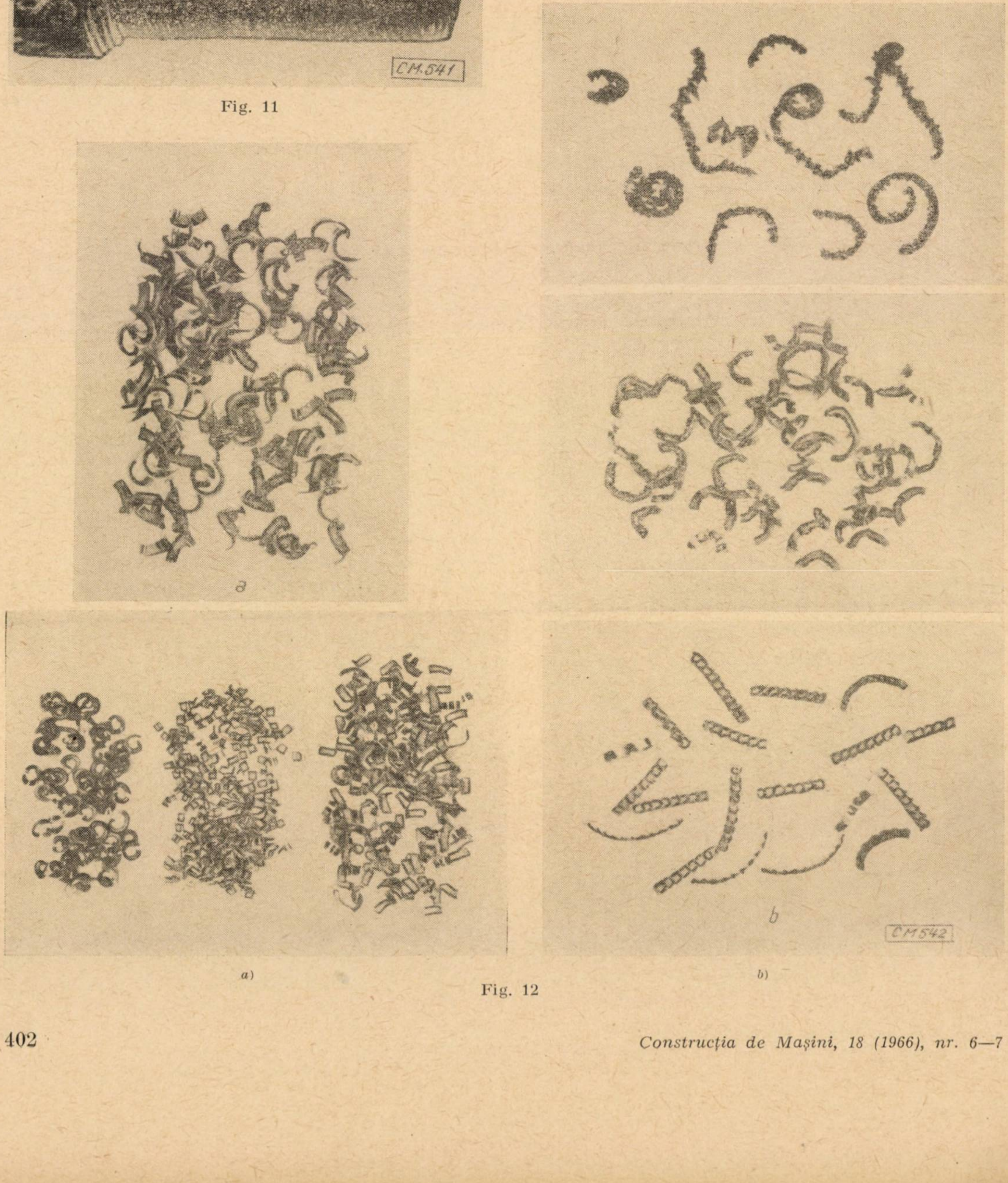
Pentru ruperea perfectă a așchiei este necesar ca $i = \frac{1}{2}$, adică:

$$\nu_0 = \frac{n\left(k + \frac{1}{2}\right)}{60}. \qquad (2)$$

În cazul burghierii l este înlocuit cu $l/2$ datorită faptului că burghiul are două tăișuri.

Justețea acestor ipoteze este confirmată de urmele lăsate pe piese (fig. 11) și de așchiile corespunzătoare obținute în diverse regimuri de așchiere (fig. 12, *a*).

În cazul în care nu sînt respectate condițiile enunțate pentru rupere, ruperea așchiei are un caracter întîmplător (fig. 12, *b*).



a) *b*)

Fig. 12

Calitatea suprafeţei piesei din figura 11 este necorespunzătoare datorită faptului că s-a forţat intenţionat regimul de aşchiere, în scopul punerii în evidenţă a traiectoriei cuţitului, pentru verificarea ipotezei adoptate.

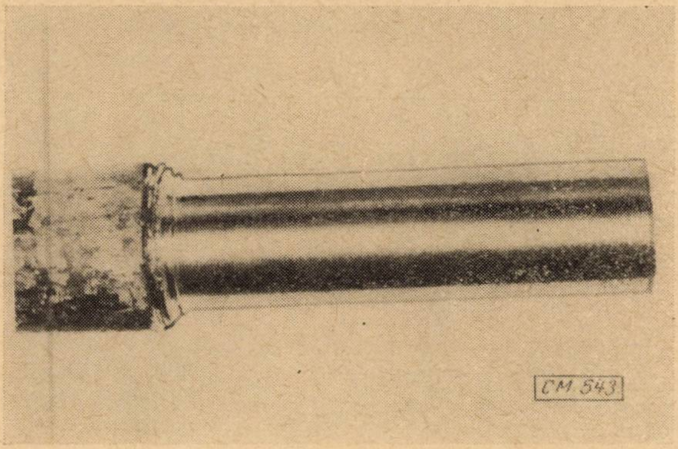


Fig. 13

Calitatea suprafeţei obţinute cu respectarea condiţiilor de rupere este arătată în figura 13. Această suprafaţă n-a fost realizată cu regimuri optime de aşchiere, problema calităţii suprafeţei fiind încă în stadiul de experimentare.

Măsurarea vibraţiilor. Măsurarea vibraţiilor s-a făcut în funcţie de mărimea cursei sertăraşului şi de presiunea de regim din sistemul de comandă a amplificatorului hidraulic, acţionat de un electromotor prin intermediul unui dublu excentric reglabil.

S-au făcut măsurări folosindu-se un traductor piezoelectric în schema-bloc reprezentată în figura 14. În figura 15 se arată vederea generală a instalaţiei de măsurat.

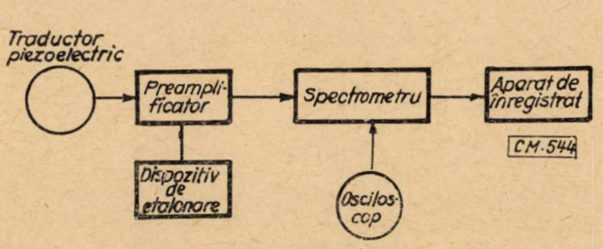


Fig. 14

Descifrarea oscilogramelor obţinute este dificilă creînd multe posibilităţi de erori, datorită sensibilităţii aparatului, care înregistrează vibraţiile întregului sistem: maşină-unealtă, dispozitiv, piesă, sculă.

Pentru a elimina acest neajuns şi dat fiind faptul că tastograful prezintă o precizie acoperitoare cerinţelor, în continuarea experienţelor s-a utilizat numai acesta, aşa cum se vede în figurile 2 şi 3.

În figura 16, *a* este arătată oscilograma vibraţiei dispozitivului, corespunzătoare încercării lui fără aşchiere, iar în figura 16, *b* aceeaşi vibraţie a dispozitivului, în timpul procesului de aşchiere.

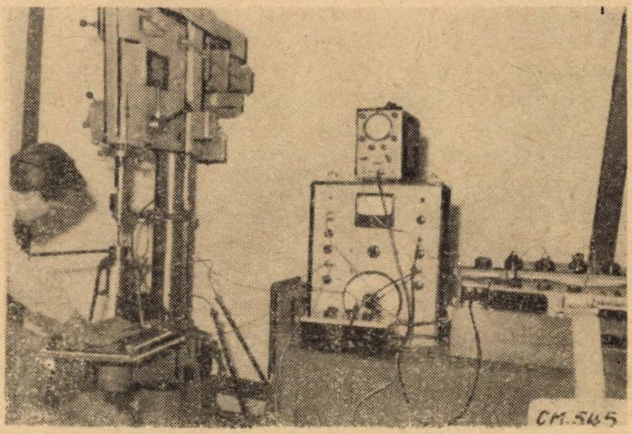


Fig. 15

Variaţia parametrilor geometrici. Mişcarea vibratorie a cuţitului (sau a piesei) provoacă nu numai variaţia grosimii aşchiei, ci şi variaţia unghiurilor de degajare şi aşezare a sculei. Este necesară o cercetare teoretică a acestor variaţii, pentru a verifica dacă valorile instantanee ale acestor unghiuri nu depăşesc într-un sens sau altul valorile limită admise şi deci a verifica

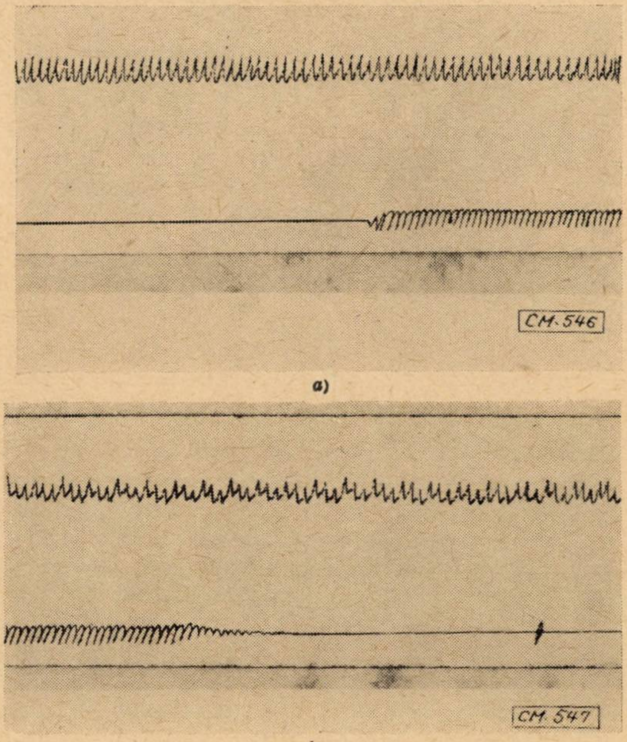


Fig. 16

dacă nu sînt necesare corecții constructive ale sculelor.

După cum se știe, pentru a se putea stabili mărimea funcțională a unghiurilor de așezare α și de degajare γ, trebuie să se cunoască în fiecare moment direcția vitezei de așchiere, direcție totdeauna tangentă la traiectoria unui punct de pe tăișul principal al sculei. Pentru aceasta este necesar să se stabilească ecuația acestei traiectorii.

Prin însumarea mișcării principale de rotație și a mișcării de avans axial, se obține o traiectorie elicoidală, suma vectorială a celor două viteze respective fiind un vector dispus pe direcția tangentei la această elice (fig. 17).

Vectorul acestei viteze $\overline{V}_c$ rămîne constant în timp, pe cînd vectorul vitezei mișcării vibratorii $\overline{V}_v$ variază sinusoidal ca mărime și direcție.

Viteza de așchiere V_{asch} va fi suma vectorială a acestor două viteze și deci va varia ca mărime și direcție:

$$\overline{V}_{asch} = \overline{V}_c + \overline{V}_v.$$

Rezultă că și unghiurile funcționale α și γ vor varia ca mărime în timp.

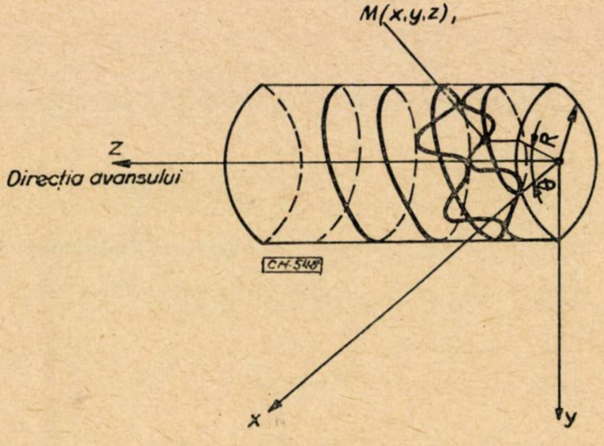


Fig. 17

Ecuația elicei este:

$$\begin{cases} x = R\cos\theta, \\ y = R\sin\theta, \\ z = h\theta, \end{cases}$$

în care $R = \frac{D_M}{2}$, iar D_M este diametrul cercului descris de punctul M considerat pe tăișul principal al sculei (fig. 18).

Unghiul θ este unghiul de rotație și are valoarea:

$$\theta = \omega_n t,$$

unde ω_n este viteza unghiulară a mișcării de rotație.

Valoarea unghiului θ poate fi obținută și din relația:

$$\theta = 2\pi\nu_n t,$$

în care ν_n este frecvența mișcării de rotație.

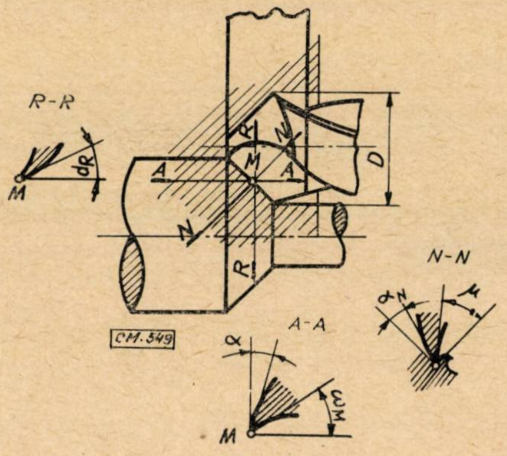


Fig. 18

Ecuația mișcării oscilatorii armonice reprezintă o sinusoidală pe direcția desfășuratei elicei descrise de punctul M:

$$\begin{cases} x = R\cos t, \\ y = R\sin t, \\ z = A\sin\omega_0 t, \end{cases} \tag{3}$$

unde A este amplitudinea, egală — după cum s-a arătat — cu jumătatea avansului:

$$\omega_0 = \frac{2}{T} = 2\pi\nu_0\,,$$

T fiind perioada mișcării oscilatorii și ν_0 — frecvența mișcării oscilatorii.

Ecuațiile curbei rezultante sînt:

$$\begin{cases} x = R\cos\omega_n t, \\ y = R\sin\omega_n t, \\ z = h\,\omega_n t + A\sin\omega_0 t, \end{cases} \tag{4}$$

sau sub formă vectorială:

$$\vec{r} = R\cos\omega_n t\,\vec{i} + R\sin\omega_n t\,\vec{j} + (h\omega_n t + A\sin\omega_0 t)\,\vec{k}, \tag{5}$$

unde $\vec{i}$, $\vec{j}$ și $\vec{k}$ sînt versorii după cele trei coordonate.

Notînd avansul cu s:

$$2\pi h = s\,; \qquad h = \frac{s}{2\pi},$$

rezultă:

$$\vec{r} = R\cos 2\pi\nu_n t\,\vec{i} + R\sin 2\pi\nu_n t\,\vec{j} + (s\nu_n t + A\sin 2\pi\nu_0 t)\,\vec{k}.$$

Tangenta la traiectoria rezultantă, într-un punct, este dată de:

$$\vec{V}_{asch} = \frac{d\vec{r}}{dt} = -2\pi\nu_n R \sin 2\pi\nu_n t\, \vec{i} +$$

$$+ 2\pi\nu_n R \cos 2\pi\nu_n t\, \vec{j} + (s\nu_n +$$

$$+ 2\pi\nu_0 A \cos 2\pi\nu_0 t)\, \vec{k},$$

a cărui direcție și mărime variază cu timpul.

Considerînd că punctul M, de pe tăișul principal al sculei, descrie numai mișcarea principală de rotație pură (cazul cînd avansul este nul) și că piesa nu vibrează, traiectoria lui M va fi un cerc:

$$\vec{r}_1 = R \cos \omega_n t\, \vec{i} + R \sin \omega_n t\, \vec{j} + Zo\vec{k},$$

iar tangenta în punctul M (deci vectorul viteză):

$$\vec{V}_{cerc} = \frac{d\vec{r}}{dt} = -\omega_n R \sin \omega_n t\, \vec{i} +$$

$$+ \omega_n R \cos \omega_n t\, \vec{j} + O\cdot\vec{k}.$$

Această viteză definește starea în care unghiurile α și γ funcționale sînt egale cu unghiurile α și γ constructive.

Unghiul φ format între vectorii $\vec{V}_{așch}$ și $\vec{V}_{cerc}$, cuprins într-un plan ce conține direcția OZ, adică direcția avansului, arată tocmai variația instantanee a unghiului de așezare:

$$\cos \varphi = \cos \left[\vec{V}_{cerc}, \vec{V}_{asch}\right] =$$

$$= \frac{\omega_n^2 R^2}{\omega_n R \sqrt{\omega_n^2 R^2 + \left(\frac{s}{2\pi}\omega_n + \omega_0 A \cos \omega_0 t\right)^2}}$$

sau:

$$\cos \varphi = \frac{R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{s}{2\pi} + \frac{\omega_0}{\omega_n} A \cos \omega_0 t\right)^2}}.$$

Înlocuind ω_0 cu $2\pi\nu_0$:

$$\omega_n = 2\pi\nu_n = 2\pi\frac{n}{60},$$

unde n este viteza de rotație a piesei sau a sculei, se obține:

$$\cos \varphi = \frac{R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{s}{2\pi} + \frac{60\nu_0 A}{n} \cos 2\pi\nu_0 t\right)^2}}.$$

Considerînd cazul particular în care nu apar vibrații (amplitudinea este egală cu zero), se anulează termenul al doilea din paranteză și se obține cosinusul unghiului cu care se modifică unghiul de așezare constructiv, pentru a forma pe cel funcțional, iar dacă se consideră avansul egal cu zero, se obține $\cos \varphi = 1$, deci $\varphi = 0$, caz în care unghiul funcțional este egal cu cel constructiv.

Valorile extreme ale unghiului φ, adică φ_{max} și φ_{min} corespund valorilor $\cos 2\pi\nu_0 t = 1$ (sau $t = \frac{k}{v_0}$, unde k este numărul buclei din sinusoidă), respectiv $\cos 2\pi\nu_0 t = -1$ sau $t = \frac{2k+1}{2\nu_0}$.

Notînd cu α unghiul de așezare constructiv și cu α^* unghiul de așezare funcțional, se obține:

$$\alpha^* = \alpha - \varphi,$$

$$\varphi_{max} = \text{arc.cos}\, \frac{R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{s}{2\pi} + \frac{60\,\nu_0 A}{n}\right)^2}}.$$

Valoarea cea mai mică a unghiului de așezare va fi determinată de relația:

$$\alpha^* = \alpha - \text{arc.cos}\, \frac{R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{s}{2\pi} + \frac{60\,\nu_0 A}{n}\right)^2}}.$$

În secțiunea $A-A$ pentru burghiu (fig. 18) unghiul de degajare constructiv γ este proporțional cu unghiul de ridicare a elicei ω în punctul M, adică cu ω_M constructiv. Unghiul ω^* în punctul M va fi:

$$\omega^*_M = \omega_M + \varphi_{max},$$

$$\omega^*_M = \omega_M + \text{arc.cos}\, \frac{R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{s}{2\pi} + \frac{60\,\nu_0 A}{n}\right)^2}}.$$

Se știe că unghiul de degajare constructiv, real, se consideră în planul $N-N$ (fig. 18), normal pe tăiș:

$$\text{tg}\, \gamma_M = \frac{\text{tg}\, \omega_M}{\sin x}.$$

Prin urmare unghiul de degajare funcțional real, în punctul M și secțiunea $N-N$, va fi:

$$\text{tg}\, \gamma^*_M = \frac{\text{tg}\omega^*_M}{\sin x} =$$

$$= \frac{\text{tg}\left[\omega_M + \text{arc}\cdot\cos \frac{R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{s}{2\pi} + \frac{60\,\nu_0 A}{n}\right)^2}}\right]}{\sin x}.$$

Variațiile maxime ale valorilor acestor unghiuri nu depășesc în general cinci grade,

$$\Delta\gamma^*_{max} = \Delta\alpha^*_{max},$$

atunci cînd amplitudinea este egală cu jumătatea avansului, iar frecvența vibrațiilor nu este mai mare de 200 Hz.

În orice caz, pentru orice regim de așchiere adoptat, cum și pentru orice amplitudini și vibrații se recomandă verificarea acestor variații ale unghiurilor de degajare și așezare, în vederea aplicării unor corecții constructive.

Acest cadru nou de desfăşurare a procesului de aşchiere, adică condiţiile în care secţiunile de aşchiere, vitezele de aşchiere şi unghiurile variază, determină schimbarea naturii fizice a deformării materialului, cum şi formarea aşchiei sfărîmate.

Aceste condiţii noi constituie factori favorabili la prelucrarea oţelurilor şi în special a oţelurilor dure.

Experienţele făcute la burghiere şi strunjire au dovedit valabilitatea procedeului ales, prin faptul că s-a obţinut ruperea aşchiilor aşa cum s-a preconizat.

Prin nerespectarea voită în cadrul experienţelor a celor două condiţii de rupere, s-au obţinut aşchiile preconizate teoretic, şi anume aşchii cu forme cuprinse între limitele aşchiilor de rupere pură pînă la aşchii de curgere, aşa cum s-a văzut în figura 12, *b*.

S-a abordat şi operaţia de burghiere, deoarece la această operaţie sînt mai evidente deficienţele care impun utilizarea acestor metode, şi anume: conductivitatea termică scăzută, de unde supraîncălzirea burghielor; ecruisarea puternică datorită avansurilor mici; condiţii grele de evacuare a aşchiilor (vibroburghierea uşurează evacuarea aşchiilor nu numai datorită fărîmiţării acestora, ci şi prin faptul că deplasarea grăunţelor de aşchii pe suprafeţe vibrante se face mult mai uşor).

Abordînd problema strunjirii, pe lîngă realizarea unui dispozitiv monoscop s-a încercat şi aplicarea unei tipizări a elementelor componente, dintre care cele de bază să poată fi utilizate la mai multe feluri de operaţii.

Astfel, elementul de bază (amplificatorul hidraulic) poate fi astfel construit, încît să fie folosit în diferite dispozitive de produs vibraţii, corespunzător diferitelor operaţii. Dispozitivele construite şi experimentate au evoluat de la forme de laborator la forme aplicabile în industrie.

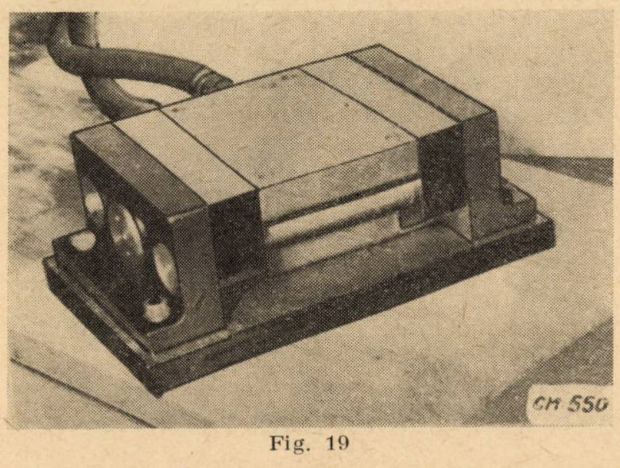


Fig. 19

În figura 19 se vede dispozitivul construit special pentru strunjire (fără capul portcuţit specific fiecărui tip de strung).

Pentru burghiere s-au utilizat burghie STAS 584-51, cu diametre sub 5 mm, iar la strunjire s-a lucrat cu cuţite armate cu plăcuţe de metal dur, în diferite regimuri de aşchiere, prelucrîndu-se materiale ca: 41 CN 12 (STAS 791-63); C 120; RW 180 (STAS 3611-61). În toate cazurile s-au obţinut aşchiile de rupere dorite, care sînt arătate în figura 12, *a*.

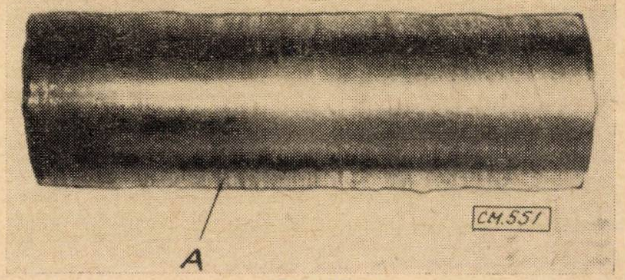


Fig. 20

În figura 20 se arată o epruvetă din oţel aliat 41 CN 12 prelucrată cu un regim de aşchiere intens, ceea ce a provocat încălzirea excesivă a materialului şi ca o consecinţă colorarea lui în albastru închis pînă în punctul *A* unde s-a introdus mişcarea vibratorie (menţinîndu-se acelaşi regim de aşchiere). S-a observat că culoarea s-a schimbat pronunţat înspre galben, ceea ce dovedeşte scăderea temperaturii piesei ca efect al micşorării forţelor de aşchiere.

S-au făcut de altfel experienţe şi măsurări care indică o scădere a forţei de avans în medie cu 30%.

Aceste măsurări s-au făcut la burghiere pe cale tensometrică, epruveta de prelucrat fiind o grindă pe două reazeme, solicitată la încovoiere de către forţa de avans, iar la strunjire cu ajutorul unor dinamometre rezistive.

Cercetările nu au fost extinse încă asupra problemei calităţii suprafeţei şi a uzurii sculei, măsurările realizate dovedind în anumite condiţii o îmbunătăţire a acestora.

---

[1] *Lăzărescu, I., Deacu, L., Magyarosy, I., Albu, A., Negrea I.,* şi *Şandru, V.* Consideraţii şi contribuţii la tehnica găuririi alezajelor mici, prin vibroaşchiere. In: Buletinul ştiinţific al Institutului politehnic-Cluj, nr. 8, 1965.

[2] *Lăzărescu, I.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[3] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[4] *Başta, T. M.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor (trad. din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[5] *Weill, M.* Les techniques nouvelles d'usinage. In: La Machine-outil française, nr. 188, 1963.

[6] *Satel* ş.a. Prelucrarea cu vibraţii a găurilor în oţel inoxidabil şi în oţel refractar, (trad. din limba rusă). În: Buletinul construcţiilor de maşini, nr. 3, 1962.

[7] *Norman, Stuckey.* Vibrated cutting Tools. In: Industrial diamond review , vol. 23, nr. 270, mai 1963.

[8] *Dlouhy, M.* şi *Houdek, J.* Formarea aşchiei prin oscilaţiile cuţitului. In: La Machine Moderne, nr. 657, dec 1963.

CZ 621.9.018.5 :621.3.035.2

Influenţa formei şi dimensiunilor electrozilor sculă şi piesă asupra productivităţii la debitarea electroerozivă anodomecanică

AUREL NANU şi VASILE POPOVICI

Din multitudinea factorilor care influenţează debitarea anodomecanică, majoritatea cercetătorilor se opresc, în special, asupra parametrilor electrici, ca şi asupra unor factori mecanici şi fizici : presiunea dintre electrozi, caracteristicile lichidului de lucru, natura electrozilor sculă şi piesă, viteza periferică a sculei [2], [6].

Dintre factorii indicaţi au fost studiaţi mai îndeaproape : parametrii electrici (tensiune, curent, densitate de curent [2], [3], [6]), lichidul de lucru (densitate, modul, debit [6], [7]), viteza periferică a sculei [2], [6], presiunea dintre electrozi [2], [3].

Majoritatea cercetătorilor care studiază acest procedeu nu iau în considerare şi influenţa factorilor geometrici, respectiv forma şi dimensiunile electrozilor, asupra productivităţii debitării anodomecanice. Se aminteşte doar faptul că factorii geometrici pot influenţa productivitatea [2], [5].

Cercetările efectuate în cadrul Institutului politehnic Timişoara au demonstrat că forma şi dimensiunile electrozilor sculă şi piesă modifică condiţiile de prelucrare. Din acest motiv se impune cercetarea influenţei geometriei zonei de interacţiune electrod sculă-piesă, pentru a se putea determina condiţiile optime de debitare.

În această lucrare se studiază influenţa factorilor geometrici asupra productivităţii la debitarea anodomecanică. Studiul a fost realizat asupra unor perechi de electrozi mai des întîlniţi în practica industrială. Măsurările au fost efectuate menţinîndu-se constante toate celelalte condiţii ce influenţează procesul şi urmărindu-se variaţia productivităţii numai în funcţie de schimbarea formei şi dimensiunilor electrozilor pentru fiecare categorie de perechi aleasă.

În cadrul procesului de debitare electroerozivă anodomecanică, prelevarea de material este determinată de puterea electrică introdusă; sub formă de impulsuri de curent, în zona de interacţiune sculă-piesă, respectiv de valorile medii ale curentului şi tensiunii din această zonă. Corespunzător variaţiei dimensionale a zonei se modifică şi prelevarea de material, respectiv viteza de eroziune.

Zona de interacţiune electrod sculă-piesă determină o suprafaţă de contact teoretică şi una reală. Cea reală este mai mare decît cea teoretică datorită uzurii muchiilor sculei [2].

Pentru studiu s-au ales următoarele perechi de electrozi : sculă disc-piesă circulară (fig. 1, *a*), sculă disc-piesă pătrată (fig. 1, *b*), sculă bandă-piesă circulară (fig. 1, *c*) şi sculă bandă-piesă pătrată (fig. 1, *d*).

În cele ce urmează se calculează suprafeţele reale de contact pentru perechile de electrozi menţionate. Astfel, pentru perechile sculă disc-piesă circulară şi sculă disc-piesă pătrată, suprafaţa reală de contact este :

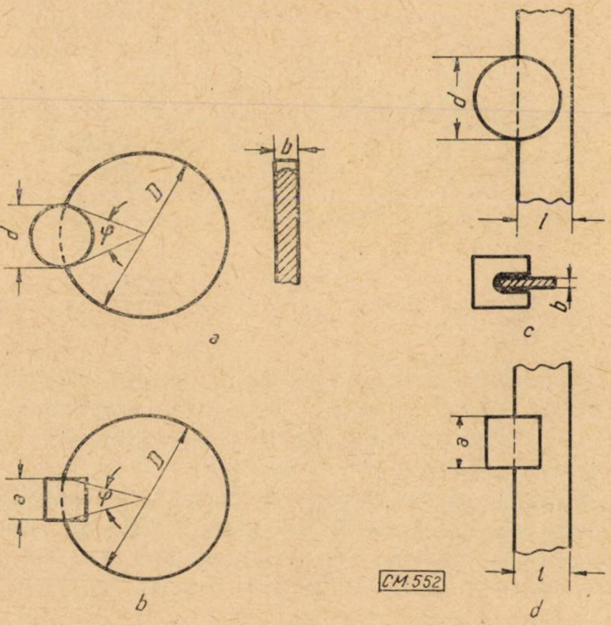


Fig. 1

$$S_{rc} = \frac{\pi^2 D \varphi}{720} b, \text{ mm}^2 \qquad (1)$$

în care :

D este diametrul discului, mm ;

φ —unghiul la centru ;

b — grosimea discului, mm.

Unghiul φ se calculează din expresia : $\varphi^\circ \cong 2 \text{ arc tg } \frac{d}{D}$ pentru sculă disc-piesă circulară şi $\varphi^\circ \cong 2 \text{ arc tg} \frac{a}{D}$ pentru sculă disc-piesă pătrată.

Unghiul la centru rămîne constant în cazul perechii de electrozi disc-piesă pătrată şi variază în limitele $0 - \varphi_{max} - 0$ la sculă disc-piesă circulară. În cazul în care elementele geometrice ale sculei şi ale piesei, D, respectiv d, se schimbă, se modifică şi valoarea unghiului φ (fig. 2).

Pentru sculă bandă-piesă circulară și sculă bandă-piesă pătrată, suprafața reală de contact este dată de relația :

$$S_{rc} = \frac{\pi d_m\, b}{2},\ \text{mm}^2, \qquad (2)$$

în care d_m este diametrul mediu al piesei în mm, iar b, grosimea benzii în mm. Diametrul mediu se calculează cu relația $d_m \cong (0{,}8 \sim 0{,}84)d$. Pentru piesele pătrate sau dreptunghiulare, d_m se înlocuiește cu latura pătratului sau cu latura de contact la dreptunghi.

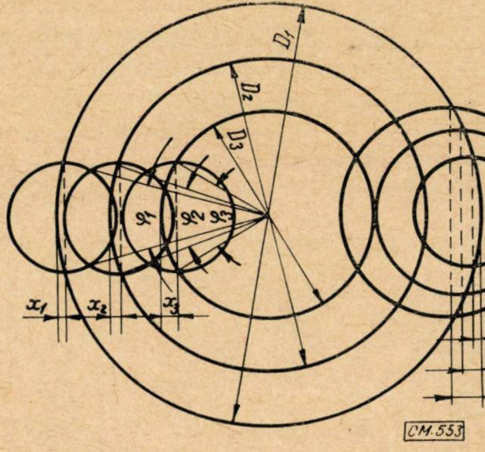


Fig. 2

Rezultă că, indiferent de forma electrodului sculă, secțiunea reală de contact rămîne constantă la piesele de secțiune pătrată, fiind mai mare în cazul sculei disc (fig. 3). Din acest motiv și densitatea de curent j rămîne constantă și în acest caz este rațională folosirea unui avans rigid.

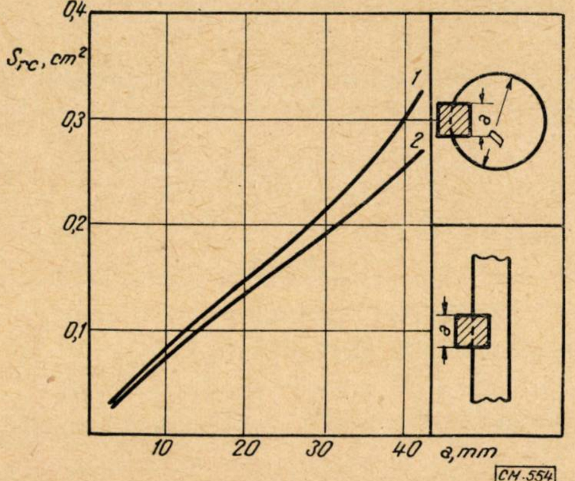


Fig. 3

Cercetările au fost efectuate pe o mașină de ascuțit anodomecanică de tip 4352, adaptată corespunzător pentru debitare, și pe o mașină de tăiat cu bandă MAMB-1 construită la I.P.T. [8].

Pentru a putea urmări influența elementelor geometrice ale zonei de interacțiune electrod sculă-material asupra productivității debitării anodomecanice s-au menținut constanți, în experimentările efectuate, toți parametrii prelucrării, variindu-se doar parametrii suprafeței reale de contact. Au fost confecționate o serie de epruvete din OL 38 de formă circulară și pătrată, cu secțiunile de 100, 225, 400 și 1 230 mm². S-au realizat deci perechi de epruvete circulare și pătrate cu aceeași valoare numerică a secțiunii, pentru a se putea urmări influența formei suprafeței piesei asupra productivității. Debitările au fost efectuate cu o densitate de curent $j = 120$ A/cm². S-au utilizat discuri de 200 mm diametru și cu grosimi de 0,5 și 1 mm și sculă bandă cu o grosime de 0,5 mm, iar lățimea de 20 mm, confecționate din oțel cu conținut mic de carbon.

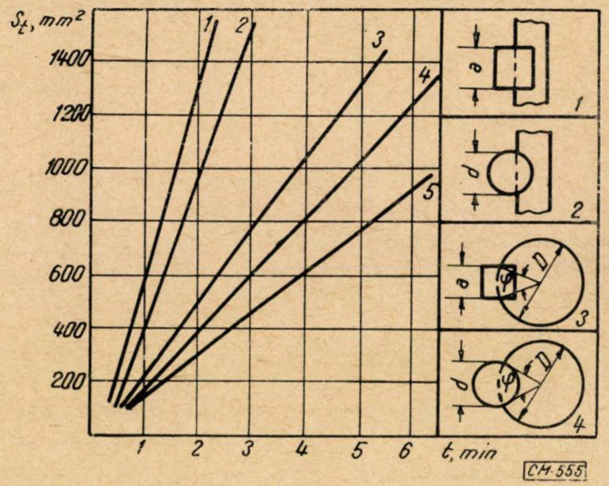


Fig. 4

Rezultatele experiențelor se prezintă grafic. În figura 4 se prezintă variația duratei de tăiere t (min) funcție de secțiunea de tăiere S_t (mm²) pentru perechile de electrozi alese.

Figura 5 precizează productivitatea debitării S_{dm} (mm²/min) în funcție de valoarea și forma secțiunii de tăiat S_t.

Din analiza figurii 4 se vede că timpul de debitare cu electrod sculă bandă este mai mic decît la debitarea cu sculă disc, indiferent de forma secțiunii piesei. Acest lucru se datorește în primul rînd faptului că accesul lichidului în zona de lucru este mai dificil în cazul sculei disc, unde suprafața de contact este pe un arc de cerc, în comparație cu banda, unde această suprafață este liniară. În plus, în cazul sculei disc, îndepărtarea particulelor de eroziune se face mai greu și din cauza forțelor centrifugale ce le proiectează spre piesă.

Pe de altă parte, suprafața laterală de scăpări crește în timp în cazul folosirii sculei disc faţă de scula bandă, unde, după pătrunderea benzii în material, această suprafaţă rămîne constantă. Suprafaţa laterală de contact condiţionează valoarea curentului de scăpări ; crescînd curentul de scăpări scade densitatea de curent pe suprafaţa activă de contact, respectiv puterea introdusă în spaţiul de lucru şi, în consecinţă, productivitatea. Rezultatele mai confirmă că pentru aceeaşi sculă productivitatea este funcţie şi de forma secţiunii piesei.

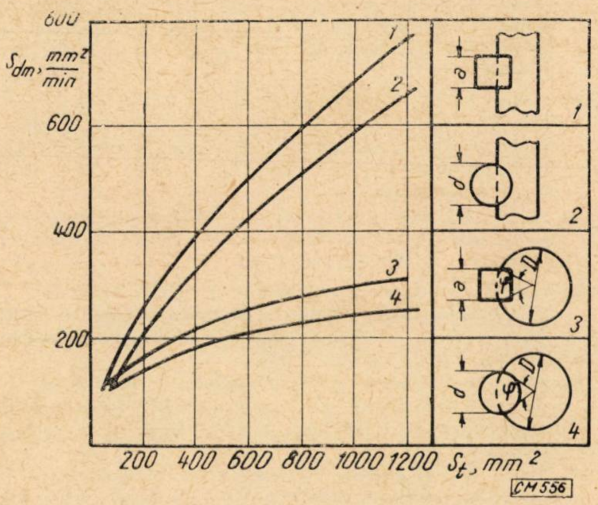


Fig. 5

Pentru condiţiile în care s-au făcut măsurările se observă că timpii de debitare sînt mai mari la piesele circulare, indiferent de forma sculei.

În cazul debitării pieselor circulare, unde secţiunile de contact sînt variabile, valoarea medie a diametrului este mai mică decît diametrul piesei, iar ca urmare valoarea medie a secţiunii active de contact este mai mică decît secţiunea corespunzătoare diametrului piesei. Debitarea se face pe o suprafaţă echivalentă de formă dreptunghiulară cu înălţimea egală cu d_m şi cu baza egală cu diametrul piesei. La aceeaşi viteză de eroziune (j = const.), timpul de debitare creşte în cazul pieselor circulare, deoarece lungimea de tăiere este mai mare faţă de piesele echivalente dar pătrate.

Acest lucru este valabil în cazul în care avansul este astfel determinat încît să asigure o densitate de curent constantă în tot timpul debitării pieselor circulare. Dacă debitarea se face cu curent constant, situaţia este inversă, deoarece piesele circulare sînt debitate pe porţiunile de intrare şi de ieşire ale sculei cu densităţi foarte mari, ceea ce face ca timpul, în ansamblu, să scadă şi productivitatea să fie mai mare ca în cazul pieselor pătrate echivalente.

Experienţele efectuate mai demonstrează că, o dată cu creşterea grosimii sculei, creşte şi timpul de debitare (fig. 4, curba 5).

În literatură [1], [5], [10] se indică pentru calculul timpului de debitare relaţia :

$$t_d = \frac{S_t b_t}{KI}, \text{ min}, \qquad (3)$$

în care :

S_t este suprafaţa de tăiere, mm²;
b_t — lăţimea tăieturii, mm ;
K — o constantă de material şi de maşină ;
I — curentul de debitare, A.

Lăţimea tăieturii b_t se calculează cu expresia :

$$b_t = b + 2\, b_0, \text{ mm}, \qquad (4)$$

unde b este grosimea sculei, iar b_0 este jocul datorit scăpărilor de curent pe suprafeţele laterale ale sculei ($2b_0 = 0{,}1 - 0{,}3$ mm), pentru curenţi între 20 şi 70 A.

Relaţia care exprimă timpul de debitare poate fi exprimată într-o formă care să ţină seamă îndeaproape de factorii geometrici ai sculei şi piesei.

Astfel, dacă în relaţia (3) se înlocuieşte valoarea lui I prin produsul dintre densitatea de curent şi secţiunea reală de contact :

$$I = S_{rc}\, j, \text{ A}, \qquad (5)$$

rezultă :

$$t_d = \frac{S_t b_t}{K S_{rc} j}, \text{ min}. \qquad (6)$$

Înlocuind valorile lui S_{rc} din relaţiile (1) şi (2) în relaţia (6) şi efectuînd calculele, rezultă :

— pentru sculă disc :

$$t_d \cong \frac{36\, S_t b_t}{K.j.D.\ \text{arc tg}\, \frac{d_m}{D}\, b}, \text{ min}; \qquad (7)$$

— pentru sculă bandă :

$$t_d = \frac{2\, S_t b_t}{K.j.\pi d_m b}, \text{ min}, \qquad (8)$$

d_m fiind diametrul mediu pentru piesele circulare (mm).

Pentru piesele pătrate sau dreptunghiulare, d_m este înlocuit cu latura de contact.

În concluzie, productivitatea debitării anodomecanice cu sculă bandă este mai mare decît la scula circulară (disc), indiferent de forma secţiunii piesei şi de natura avansului.

Este mai raţională deci debitarea cu sculă bandă pentru secţiunile mari. Secţiunile mici se debitează economic şi cu sculă disc, maşinile cu disc prezentînd şi avantajul simplităţii constructive.

La aceeaşi sculă, productivitatea este în funcţie şi de secţiunea piesei. La avansul cu

j = const., productivitatea debitării pieselor de formă pătrată (sau dreptunghiulară) este mai mare decît la cele circulare cu secţiunea echivalentă, indiferent de forma sculei. În cazul avansului cu I = const., productivitatea debitării pieselor circulare e mai mare. Forma secţiunii piesei are o influenţă mai mare asupra productivităţii în cazul debitării cu sculă disc decît cu sculă bandă. Curbele corespunzătoare din figura 4 sînt mai apropiate la piese diferite în cazul sculei bandă.

Calitatea suprafeţei este funcţie de forma secţiunii piesei şi de natura avansului. Astfel, la piese cu secţiune pătrată sau dreptunghiulară, indiferent de forma sculei şi de natura avansului, rugozităţile suprafeţei rămîn aceleaşi pe toată secţiunea. La piesele de formă circulară, la avans cu j =const., indiferent de forma sculei, rugozităţile suprafeţei sînt aceleaşi pe toată secţiunea.

Dacă I = const., rugozităţile suprafeţei în zonele de intrare şi de ieşire ale sculei sînt mai mari faţă de cele din zona centrală.

Relaţiile stabilite pentru t_d evidenţiază influenţa geometriei sculei şi a piesei asupra productivităţii procesului electroeroziv anodomecanic.

[1] *Kunc, I.* Electroerosion metal cutting in CSR. Lucrare comunicată la primul simpozion internaţional de prelucrări electrice ale metalelor. Praga, 1960.

[2] *Albinski, K.* L'usinage des métaux par électro-érosion. Paris, Dunod, 1960.

[3] *Nanu, A.* Fundamentarea teoretică a principalelor fenomene constatate experimental la prelucrarea anodomecanică a metalelor. In : Bul. şt. şi tehn. I.P.T., fasc. 2, 1961.

[4] *Nanu, A.*, *Nichici, A.* şi *Popovici, V.* Cercetări teoretice şi experimentale asupra productivităţii debitării electroerozive anodomecanice la maşina MAMB—1. In : Studii şi cercetări şt. tehn., fasc. 2, 1963. Baza Acad. R.P.R. Timişoara,

[5] *Singer, M.* Productivitatea şi calitatea suprafeţelor în prelucrarea anodomecanică a metalelor. Autoreferat dizertaţie. I. P. Braşov, 1956.

[6] *Karasik, G. A.* şi *Kosolapov, I. I.* Konstruirovanie anodo-mehaniceskih stankov. Moscova, Maşghiz, 1961.

[7] *Popilov, L. I.* şi alţii. Prelucrarea electrică a metalelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1956.

[8] *Nanu, A.*, *Nichici, A.* şi *Popovici, V.* Maşina anodomecanică de tăiat cu bandă MAMB—1. In : Studii şi cercetări. şt. tehn.,fasc. 2, 1963. Baza Acad. R.P.R. Timişoara,

[9] *Nanu, A.*, *Popovici, V.*, *Nichici, A.* şi *Achimescu, N.* Determinarea condiţiilor de reglare automată a avansului la debitarea electroerozivă. In : Bul. şt. şi tehn. I.P.T., fasc. 2, 1964.

[10] *Pogac, K.* Anodomechanicka mikro pila PAK-2. In : Strojirenska vyroba, nr. 4, 1961.

CZ 621.9.07.004.8

Problema gospodăririi aşchiilor metalice

MIRCEA CIOBANU şi ZOLTAN MÜLLER

Gospodărirea raţională şi bine organizată a valorificării deşeurilor şi în special a aşchiilor metalice este atît o problemă economică, cît şi de estetică.

Deşeurile ocupă în fiecare uzină metalurgică suprafeţe mari productive, afectînd aspectul estetic în atelierele de producţie.

Din punct de vedere organizatoric gospodărirea deşeurilor se împarte în : extracţie, transformare şi distribuţie pentru reutilizare.

Diversitatea deşeurilor este foarte mare, depinzînd de procesul de fabricaţie. În industria metalurgică apar : aşchii provenite de la maşinile-unelte aşchietoare, deşeuri de tablă, nămol de la maşinile de rectificat, nisip de turnătorie, bavuri de la forjare şi matriţare, zgură, arsuri (ţunder), capete de bare etc.

Cantitatea procentuală a deşeurilor raportată la cea a semifabricatelor intrate în lucru variază la diferite ramuri industriale după cum urmează : industria minieră 3%, construcţii metalice 7%, trefilare, laminare 7,5%, ambalare 13%, industria ţevilor 15%, recipiente metalice 16%, şantiere navale 18%, mobile metalice 18%, locomotive, vagoane 18%, mecanică generală 20%, industria electrică 25%, forje 29%, industria automobilelor 30%.

În fabricaţia rulmenţilor cu bile cantitatea procentuală a deşeurilor poate să treacă, în anumite cazuri, de 60%.

Reutilizarea în condiţii tehnice a acestor cantităţi mari de deşeuri, ca materie primă pentru industria siderurgică sau alte ramuri industriale, reprezintă o problemă importantă pentru economia naţională.

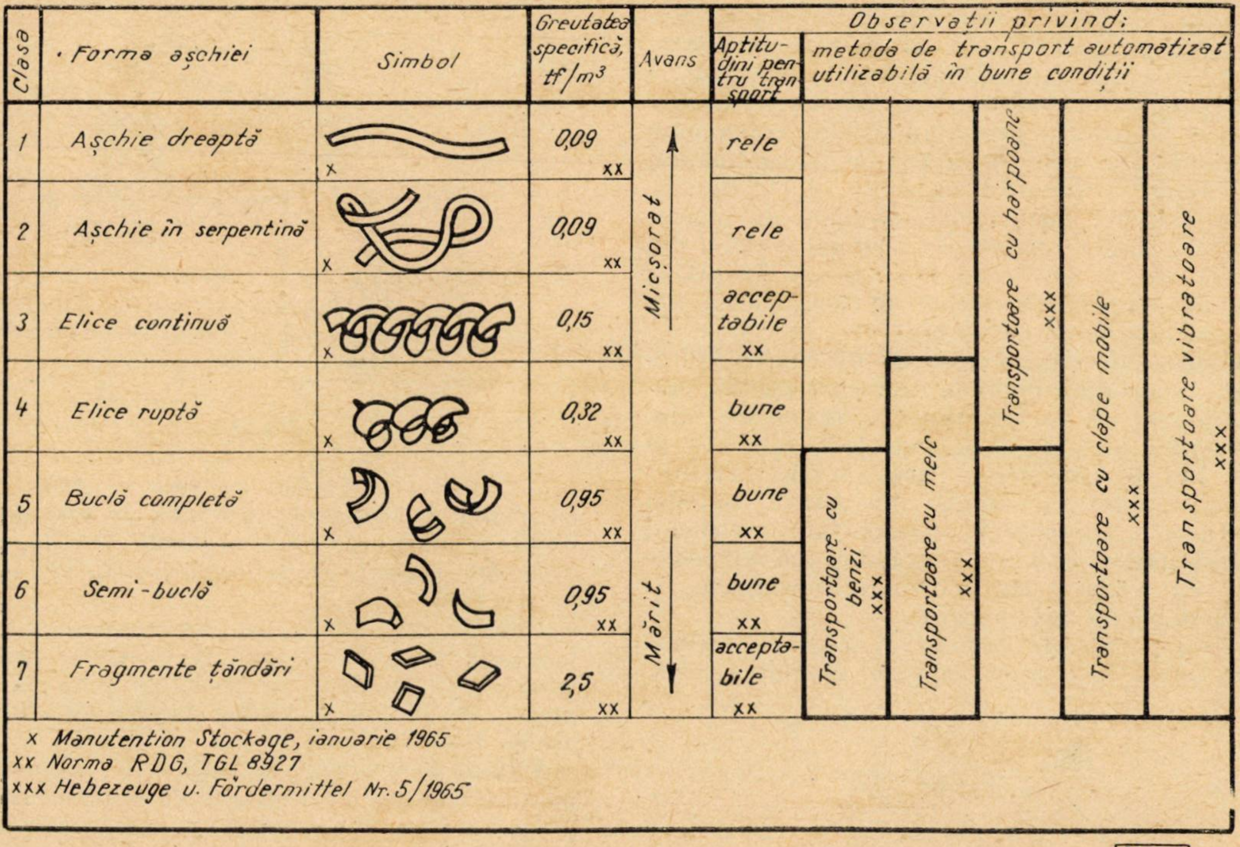
Dintre toate deşeurile provenite din industria metalurgică, gospodărirea aşchiilor şi în special a aşchiilor provenite de la strunguri este dificil de realizat în condiţii tehnice şi economice optime.

Dificultatea provine din faptul că aşchiile prezintă prea multe aspecte variabile care influenţează în mod hotărîtor atît metoda optimă de transport, cît şi de recuperare : cantitatea aşchiilor pe schimb, forma aşchiilor, secţiunea aşchiilor, fragilitatea, felul materialului (magnetic sau amagnetic), mărimea, greutatea specifică etc.

Aşchiile de oţel pot să prezinte forme şi greutăţi specifice indicate în figura 1.

Forma așchiilor provenite prin strunjire depinde în primul rînd de viteza de tăiere și de forma geometrică a cuțitului.

La majoritatea materialelor, la viteze mari de strunjire și avans mic, se formează așchii drepte (fig. 2 *b*). Aceste așchii sînt cu atît mai lungi cu cît mai mare este alungirea materialului. La viteze mici de tăiere, cu aceeași formă de cuțit, se obțin așchii în formă de elice continuă (fig. 2 *a*).



Clasa	Forma așchiei	Simbol	Greutatea specifică, tf/m³	Avans	Observații privind:					
					Aptitudini pentru transport	metoda de transport automatizat utilizabilă în bune condiții				
1	Așchie dreaptă	x	0,09 xx	Micșorat ↑	rele			Transportoare cu harpoane xxx	Transportoare cu clape mobile xxx	Transportoare vibratoare xxx
2	Așchie în serpentină	x	0,09 xx		rele					
3	Elice continuă	x	0,15 xx		acceptabile xx					
4	Elice ruptă	x	0,32 xx		bune xx		Transportoare cu melc xxx			
5	Buclă completă	x	0,95 xx	Mărit ↓	bune xx	Transportoare cu benzi xxx				
6	Semi-buclă	x	0,95 xx		bune xx					
7	Fragmente țăndări	x	2,5 xx		acceptabile xx					

x Manutention Stockage, ianuarie 1965
xx Norma RDG, TGL 8927
xxx Hebezeuge u. Fördermittel Nr. 5/1965

CM 557

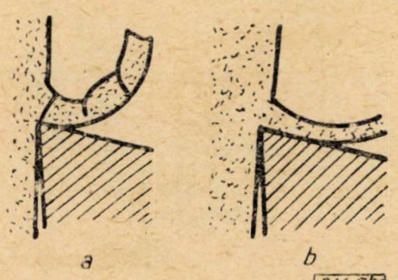
Fig. 1

Pentru ca să se formeze și la viteze mari așchii în elice continuă sau elice ruptă, se îndoaie așchia în momentul formării prin ascuțirea corespunzătoare a plăcuței de carbură sau prin aplicarea unui spărgător special de așchii (în special în cazul fixării mecanice a plăcuței).

Așchia dreaptă prezintă tendința de a forma serpentine mari, care ocupă un spațiu mare, greutatea specifică fiind foarte mică (circa 0,09 tf/m^3).

Transportul automatizat, precum și sfărîmarea așchiilor drepte, a așchiilor în serpentină sau în elice continuă, sînt realizabile numai cu soluții constructive adaptate în mod special la forma așchiilor. Gospodărirea de valorificare a așchiilor începe cu evacuarea lor de la sursă, adică de la mașinile-unelte așchietoare, evacuarea putîndu-se face în trei variante: automată, mecanizată și manuală.

Alegerea sistemului de evacuare se face după considerente economice și estetice. O evacuare automată și bine aleasă a așchiilor este și estetică, întrucît atelierul respectiv rămîne curat. Așchiile dispar imediat după formarea lor, împreună cu lichidul de răcire, în instalația subterană de evacuare, unde lichidul este separat pentru regenerare și redistribuire.



CM 558

Fig. 2

În plus, accidentele determinate prin tăiere se reduc în mod simțitor, iar spațiul liber dintre mașinile-unelte se mărește.

Manopera pentru adunarea și transportarea așchiilor din atelier dispare complet, dacă mașinile-unelte sînt așezate deasupra instalației automate de evacuare subterană a așchiilor și a lichidului de răcire. În acest scop, tăvile strungurilor prezintă un orificiu de circa 400 × ×400 mm, prin care așchiile cad direct pe transportorul subteran. La strungurile de construcție recentă se observă tendința de evacuare automată și sigură a așchiilor fie prin cădere liberă, direct în transportorul subteran (fig. 3 — strung pilot Sculfort) sau într-un conteiner special pe roți, fie printr-un sistem de evacuare mecanic. În acest ultim caz se reține lichidul de răcire în circuitul respectiv al strungului.

În schimb, instalațiile automate de evacuare a așchiilor sînt relativ scumpe și deci, din punct de vedere economic, aceste instalații sînt corespunzătoare numai în cazul cînd apare o cantitate mare de așchii.

Costul investițiilor pentru evacuarea automată a așchiilor depinde de forma așchiei predominante și de sistemul de transport ales.

Pentru evacuarea automată a așchiilor se pot lua în considerare următoarele sisteme: transportoare cu bandă (cu bandă netedă, magnetice, cu racleți); transportoare cu melc; transportoare cu bară de transfer (cu harpoane sau cu clape); transportoare vibratoare, și transportoare pneumatice.

Transportoarele cu benzi netede sînt utilizabile numai pentru transportul așchiilor uscate din clasele 5—7 (fig. 1). Așchiile de clasa 1—4 provoacă o uzură rapidă a benzilor de cauciuc sau de material plastic. Alimentarea trebuie să fie uniformă și continuă. La o alimentare neuniformă, așchiile pot ajunge sub bandă, în regiunea rolelor, deteriorînd rapid banda.

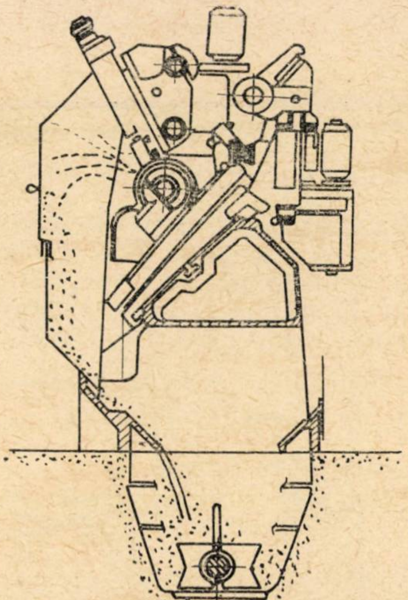


Fig. 3

Transportoarele magnetice cu electromagneți sau magneți permanenți pot fi cu contact direct și fără contact direct cu materialul de transportat.

În cazul contactului direct, electromagneții acționează ca ventuze sau role magnetice.

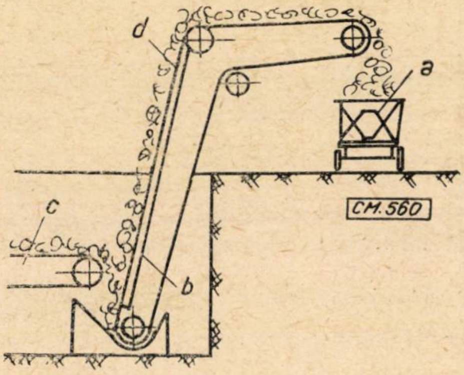


Fig. 4

În cazul contactului indirect se utilizează, ca mijloc de transport, o bandă de oțel inoxidabil și amagnetic sau o bandă textilă, sub care sînt plasate, la distanța dorită, căi magnetice fixe.

Benzile combinate cu electromagneți sau magneți permanenți pot fi utilizate pentru transportul înclinat al așchiilor pînă la un unghi de 75°, însă numai pentru clasele de așchii 5—7 (fig. 4).

Viteza de evacuare a acestor transportoare poate fi ridicată, fără ca așchiile să poată cădea de pe bandă. Transportoarele magnetice sînt recomandate pentru degajarea deșeurilor de la prese, foarfece, și de la mașinile-unelte așchietoare cu debit mare de așchii etc.

La transportoarele cu racleți, așchiile sînt împinse în mod continuu prin plăcile fixate pe cele două lanțuri de antrenare; așchiile alunecă pe fundul jgheabului metalic.

Aceste transportoare sînt mai rar utilizate, întrucît dau rezultate bune numai în cazul așchiilor de dimensiuni mici. Pentru transportul acestora însă, transportoarele cu bandă sau transportoarele magnetice cu bandă sînt mai rentabile.

Transportoarele cu melc, deschise la partea superioară, sînt corespunzătoare pentru transportul așchiilor de clasele 4—7. Se înfundă însă ușor cu așchii de clasa 3 și nu corespund de loc pentru așchii de clasele 1 și 2. Aceste transportoare se uzează însă repede. Se utilizează pentru evacuarea așchiilor din mașinile-unelte de mare productivitate, pentru reținerea lichidului de răcire, fiind montate înclinat (fig. 5).

Pentru transportul așchiilor din clasele 1 și 2 se utilizează transportoare cu harpoane care funcționează după principiul indicat în figura 6. În jgheabul subteran, etanș și căptușit cu tablă de oțel rezistentă la uzură, se află o bară de transfer cu mișcare alternativă. Această bară este prevăzută cu elemente în formă de harpon, deschise în sensul deplasării șpanului și care pot fi fixe sau articulate.

Pe peretele jgheabului subteran din tablă sînt fixați pinteni cu o orientare contrară celor de pe bara de transfer cu harpoane. Viteza liniară a șpanului în transportorul cu harpoane este de 2—3 m/min. Cursa mișcării alternative a barei de transfer este de circa 1 500 mm.

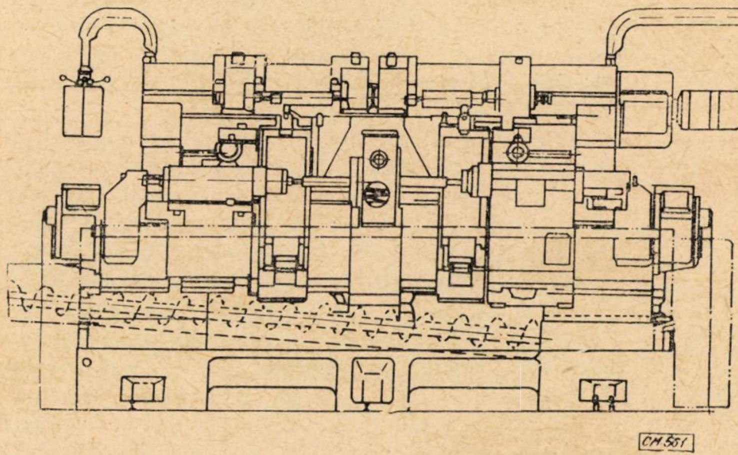


Fig. 5

Antrenarea barei se face mecanic sau hidraulic.

Transportorul cu harpoane transportă bine numai șpanul lung sau amestecat din clasele 1—4, în timpul transportului realizîndu-se o presfărîmare a șpanului lung.

În cazul utilizării transportorului cu harpoane pentru evacuarea așchiilor din clasa 6 și 7 se formează, din așchii și din lichidul de răcire aderent, un amestec vîscos pe fundul jgheabului subteran, care îngreuiază funcționarea transportorului. În figura 7 apare schema unei rețele de evacuare a așchiilor cu transportoare cu harpoane.

Inconvenientele indicate pentru transportorul cu harpoane pot fi evitate dacă, în cazul evacuării așchiilor din clasele 5—7, se utilizează un transportor cu clape mobile acționate tot de o bară de transfer. Principiul de funcționare reiese din figura 8. Transportorul cu clape poate fi utilizat pentru transportul șpanului de toate clasele (dacă alimentarea se face în mod uniform și continuu) datorită faptului că clapele, cu antrenare centrală (fig. 9) sau cu antrenare laterală (fig. 10), pun în mișcare toată cantitatea de șpan aflată în jgheab.

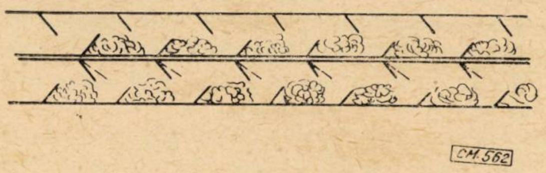


Fig. 6

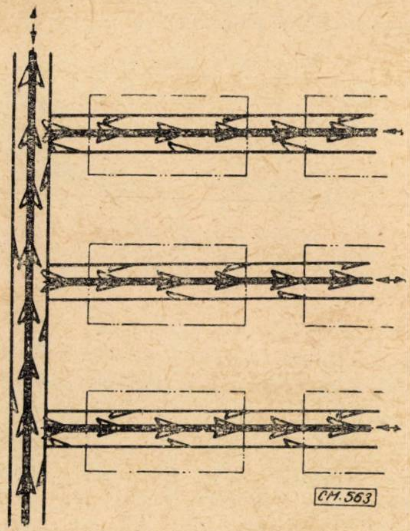


Fig. 7

În cazul introducerii cantităților prea mari de așchii, acestea pot ajunge pînă la mecanismul de ridicare a clapelor, împiedicînd funcționarea. Ridicarea clapelor se poate face fie prin alunecare peste așchii, fie prin opritoare speciale aplicate lateral.

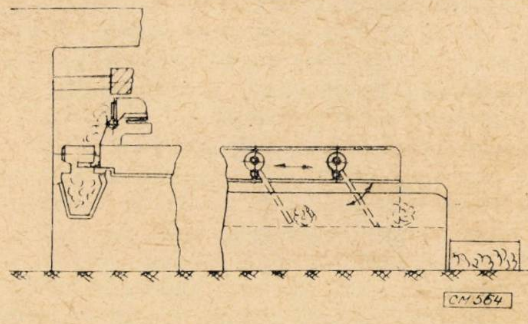


Fig. 8

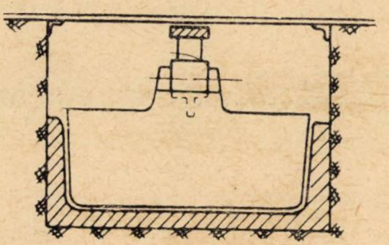


Fig. 9

Transportorul cu clape fabricat în R.D.G. deplasează în medie 2,4 tf/h, iar în cazul șpanului greu și mărunțit, pînă la 4 tf/h, costul pe aceeași lungime fiind de circa 2/3 din cel al transportorului cu harpoane. Un avantaj suplimentar constă în faptul că e mai greu deteriorat prin capete de bare, buloane sau alte corpuri străine mari aruncate între aşchii.

În ultimul timp se observă tendinţa de a se utiliza pentru evacuarea aşchiilor transportoare vibratoare (fig. 11). Aceste transportoare sînt formate din elemente vibratoare cu lungimi de 3—12 m, avînd forma unor jgheaburi. Frecvenţa folosită este de 800—1 600 vibraţii pe minut, iar amplitudinea, de 3—7 mm. Atît frecvenţa vibraţiilor, cît şi amplitudinea variază după forma şi greutatea specifică a aşchiilor transportate, viteza de transport fiind cuprinsă între 6 şi 18 m/min.

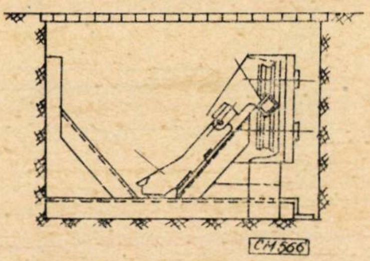


Fig. 10

Constructiv, caracteristicile funcţionale se determină astfel ca materialul transportat să se deplaseze rapid, fără frecare pe fundul jgheabului, adică fără a determina uzura suprafeţei respective. Transportoarele vibratoare permit de asemenea recuperarea lichidului de răcire.

Transportoarele pneumatice se folosesc numai pentru separarea densimetrică a aşchiilor.

În general, evacuarea complet automatizată a aşchiilor este rentabilă numai în întreprinderile care produc cantităţi mari de aşchii. Ca limită inferioară se pot indica 10 tf aşchii pe schimb (numai caracter orientativ), în fiecare caz fiind decisiv numai un calcul tehnicoeconomic corespunzător.

În cazul unor cantităţi reduse de aşchii se utilizează evacuarea mecanizată în locul celei automate.

Metoda de evacuare mecanizată, cu vehicule mobile şi conteinere (coşuri sau cutii), este în prezent cea mai utilizată în numeroase ţări. Constă în adunarea aşchiilor în conteinere sau coşuri (cu coşuri de răsturnare sau cu fund rabatabil), plasate lîngă sau sub maşinile-unelte, conteinerele fiind luate de stivuitoare cu furci şi golite la locul de depozitare a aşchiilor pentru sfărîmare (fig. 12).

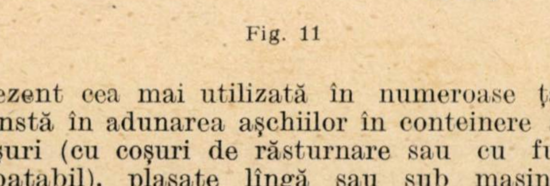


Fig. 11

Evacuarea manuală se aplică numai în întreprinderile mici.

Aşchiile provenite de la strunjire, avînd o greutate specifică mică şi ocupînd în consecinţă un volum de depozitare mare, nu pot fi transportate în starea lor iniţială, în condiţii economice, la locul de utilizare. În consecinţă, trebuie supuse unor anumite operaţii în scopul măririi greutăţii specifice : mărunţire, separare, sfărîmare, uscare şi brichetare.

Spărgătorul de aşchii aplicat pe cuţitul de strunjit nu rezolvă problema mărunţirii aşchiilor. În ciclul de transformare a aşchiilor, mărunţitorul se găseşte în general plasat lîngă maşina de producţie şi are forma unui dispozitiv cu cuţit. Fiind montat înainte de sfărîmătorul de aşchii, el execută o mărunţire preliminară. Sfărîmătorul reduce apoi dimensiunile aşchiilor, astfel că acestea pot fi aglomerate şi brichetate cu ajutorul unei prese speciale.

Sfărîmătoarele de aşchii acţionează fie prin impact, cu ajutorul unor ciocane articulate pe un rotor de turaţie mare, fie pe principiul forfecării (sau impact şi forfecare combinate).

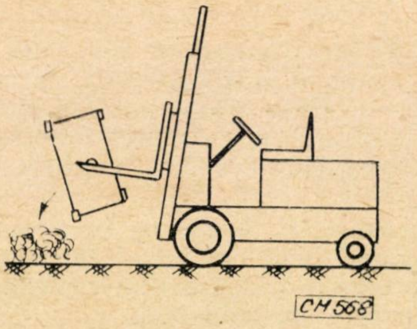


Fig. 12

Sfărîmătorul de aşchii de tip ,,Progresul"—Brăila, Lindemann (R.F.G.) sau Gontard (Franţa) utilizează ciocane inelare. Se folosesc inele de concasare prevăzute cu dinţi din oţel special, rezistent la uzură. Productivitatea este de 1—1,5 tf/h, 2—4 tf/h şi 5—10 tf/h.

Sfărîmătorul de aşchii proiectat şi confecţionat de uzina ,,Tractorul"—Braşov funcţionează pe principiul sfărîmării combinate. Acest sfărîmător poate fi alimentat cu aşchii amestecate din cele 7 clase indicate sau chiar numai cu aşchii în elice continuă.

Avînd un sistem de alimentare cu două bare cu harpoane, aşchiile sînt supuse unei prime sfărîmări, însă înainte de intrare în sistemul propriu-zis de măcinare.

Forma ciocanelor, a grătarelor, precum şi turaţia şi sensul de rotaţie a rotorului reprezintă rezultatul unor încercări de mai mulţi ani. S-a ajuns astfel la triplarea duratei de utilizare a ciocanelor şi la reducerea sensibilităţii sfărîmătorului faţă de deşeurile mai mari (capete de bare, șuruburi, discuri, piese rebutate etc.). Nu apar opriri sau avarii, dacă dimensiunea discurilor nu depășește o anumită mărime stabilită constructiv.

Productivitatea sfărîmătorului de șpan tip ,,Tractorul'' este de 13 tf/h în cazul alimentării cu așchii lungi, evacuarea așchiilor mărunțite realizîndu-se cu același electromagnet deservit de un pod rulant, și de circa 18 tf/h în cazul alimentării și evacuării cu dispozitive separate.

Amestecul mixt de așchii (clasele 1—7) poate fi direct mărunțit numai cu sfărîmătoarele acționînd prin forfecare. Cum însă cuțitele folosite pentru forfecare trebuie des înlocuite, timpul de utilizare a sfărîmătoarelor prin forfecare este mai redus decît cel corespunzător sfărîmătorului tip ,,Tractorul'', la care mărunțirea nu se face prin tăiere.

Întrucît, în general, sfărîmătorul de așchii se deteriorează relativ ușor dacă se introduc și bucăți mari, este necesară o operație de separare preliminară realizată manual sau mecanic.

În cazul cantităților mari de așchii este rentabilă folosirea unui separator densimetric. Separarea densimetrică se face prin jet de aer (transportor pneumatic).

În scopul recuperării lichidului de răcire așchiile sfărîmate se usucă prin centrifugare. În cazul unei producții mici se utilizează dispozitive de centrifugare cu coș amovibil.

La cantități mari de așchii este corespunzătoare folosirea unor dispozitive automate cu acționare continuă (de exemplu, de tip Ellerwerke).

Dispozitivele automate posedă o pîlnie prin care așchiile cad pe o masă rotativă, care le aruncă către peretele unui coș metalic compus din lamele. Lichidul de răcire trece prin peretele lamelelor, așchiile aderînd pe perete.

Masa rotativă, avînd și o mișcare alternativă pe verticală, împinge (la mișcarea în sus) așchiile de pe peretele coșului peste marginea acestuia, de unde sînt centrifugate către peretele fix al dispozitivului.

Așchiile mărunțite și uscate ies printr-un orificiu inferior, fiind transportate la presa de brichetat.

Brichetarea se realizează cu ajutorul preselor hidraulice. Acestea sînt, în general, prese orizontale cu mișcare automată și posedînd un sistem de control.

Alimentarea lor regulată este asigurată printr-un vibrator de așchii.

În concluzie, o gospodărire automatizată a așchiilor este indicată numai cînd cantitatea de așchii depășește 10 tf/schimb.

În majoritatea cazurilor corespunde, din considerente tehnico-economice, o gospodărire mecanizată la care transportul se face în conteinere rabatabile ridicate de la locul de lucru.

Evacuarea manuală se aplică numai în întreprinderi foarte mici.

Metoda de transport, precum și cea a sfărîmării așchiilor, depind de forma și de materialul așchiilor. Problemele cele mai dificile în legătură cu transportul și sfărîmarea apar în cazul așchiilor de clasele 1, 2 și 3. Se observă o tendință netă de utilizare, în funcție de posibilități, a transportoarelor magnetice și vibratoare.

Dintre sfărîmătoarele de așchii în funcțiune se observă că sfărîmătorul tip ,,Tractorul'', avînd un sistem de alimentare cu harpoane, ciocane inelare cu dinți, un sistem corespunzător de introducere a așchiilor la grătare și un sens de rotație potrivit formei așchiilor mixte, este utilizabil în bune condiții pentru sfărîmarea amestecurilor de așchii din clasele 1—7 și cu predominarea claselor 3—6.

CZ 621–53

Analiza structurii erorilor sistemelor de reglare

LEONTIN CIGAN

În general, dimensiunile pieselor prelucrate pe o mașină-unealtă variază în timp.

La un proces de strunjire construind diagrama variației dimensiunilor pieselor în timp (fig. 1) se constată că, într-o primă perioadă, dimensiunile pieselor descresc, în perioada următoare se mențin constante, iar aproximativ după o oră și jumătate de la pornirea mașinii sub sarcină, dimensiunile pieselor cresc pînă la uzura totală a sculei așchietoare sau oprirea mașinii.

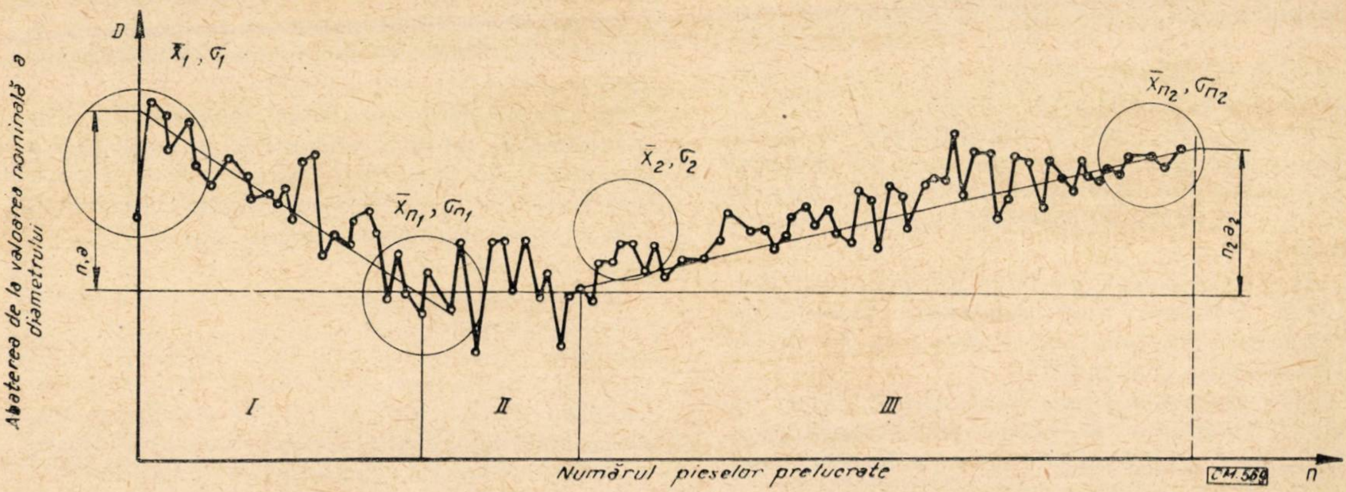


Fig. 1

Această repartiție a dimensiunilor se datorește influenței deformațiilor sistemului tehnologic (temperatură, forță etc.) și a uzurii sculei așchietoare.

Repartiția dimensiunilor în timp diferă de la un proces tehnologic la altul și chiar la același proces cînd se lucrează în regimuri diferite.

Tendința actuală în domeniul construcțiilor de mașini-unelte este îndreptată spre automatizarea proceselor tehnologice, atît în sensul măririi productivității mașinilor-unelte, cît și în sensul măririi preciziei cu ajutorul reglării automate.

De aceea, studierea proceselor de reglare automată a mașinilor-unelte, din punctul de vedere al preciziei cu care se realizează piesele, reprezintă una din problemele actuale ale reglării automate.

În acest articol se vor analiza posibilitățile de mărire a preciziei de prelucrare cu ajutorul reglării automate în pași cu măsurare activă a dimensiunii pieselor pe mașini-unelte, precum și metodele folosite în acest scop.

Ca să fie posibilă reglarea automată pe o mașină-unealtă limitele cîmpului de reglare a mașinii trebuie să fie mai strînse decît limitele cîmpului de toleranțe ale pieselor prelucrate. Aceste limite se stabilesc ținînd seamă de o serie de parametri ai sistemului de reglare.

Eroarea totală a sistemului de reglare va fi dată de următoarea relație:

$$\delta = A + 6\,\sigma + B + E, \qquad (1)$$

în care:

δ este eroarea totală a sistemului de reglare;

A — mărimea pasului de compensare (mărimea avansului dat mecanismului de reglare cu scula așchietoare);

$6\,\sigma$ — media geometrică a erorilor proprii întîmplătoare de prelucrare;

B — intervalul în limitele căruia se află practic centrul de grupare al erorilor proprii întîmplătoare în momentul reglării;

E — eroarea întîmplătoare a aparatului de măsură.

La alegerea mărimii impulsului de compensare A mai este necesar calculul unei alte mărimi, și anume al variației erorilor medii funcționale ce revine unei piese a. Pentru aceasta, se grupează dimensiunile pieselor din diagramă (fig.1) în grupuri de N piese (de preferat șase piese) atît în prima perioadă, notată în figură cu I), cît și în perioada a 3-a (notată în figură cu III).

Făcînd diferența între media aritmetică în valoare absolută a primei grupe și a ultimei grupe și împărțind această diferență la numărul de piese prelucrate în perioada respectivă se obține mărimea a, variație medie a erorilor funcționale ce revin unei piese.

În prima perioadă :

$$a_1 = \frac{\overline{X}_1 - \overline{X}_{N1}}{n_1}, \qquad (2)$$

iar în a 3-a perioadă a_2 este dat de relația :

$$a_2 = \frac{\overline{X}_{N2} - \overline{X}_2}{n_2}, \qquad (3)$$

în care :

$\overline{X}_1$ reprezintă media aritmetică a primei grupe din prima perioadă ;

$\overline{X}_2$ — media aritmetică a primei grupe din perioada a 3-a ;

$\overline{X}_{N_1}$ — media aritmetică a ultimei grupe din prima perioadă ;

$\overline{X}_{N_2}$ — media aritmetică a ultimei grupe din perioada a 3-a ;

n_1 — numărul de piese aflate în perioada I ;

n_2 — numărul de piese aflate în perioada a III-a ;

a_1 — valoarea medie a erorilor sistematice ce revin unei piese din prima perioadă (fig. 1) ;

a_2 — valoarea medie a erorilor sistematice ce revin unei piese din perioada a 3-a (fig. 1).

De valoarea parametrului a se ține cont atît la stabilirea mărimii pasului de compensare A, cît și la calculul mărimii parametrului B. Mărimea pasului de compensare A trebuie să fie mai mare decît variația maximă a erorilor funcționale ce revine unei piese a_{max}, în caz contrariu mecanismul de reglare neputînd să compenseze erorile sistematice funcționale.

Pasul de compensare A nu poate fi luat mai mic decît mărimea ce caracterizează zona de insensibilitate a mecanismului de reglare.

Mărimea zonei de insensibilitate a mecanismelor de reglare se poate calcula după formula [1] :

$$\triangle = \left(\frac{f_s - f_m}{K}\right) P, \qquad (4)$$

în care :

$\triangle$ este zona de insensibilitate a mecanismului de reglare ;

f_s — coeficientul de frecare static al mecanismului de reglare ;

f_m — coeficientul de frecare în mișcare a mecanismului de reglare ;

P — forța normală de apăsare ;

K — rigiditatea sistemului.

Zona de insensibilitate a mecanismelor ce se deplasează pe ghidaje de rostogolire este mai mare decît a mecanismelor ce se deplasează pe ghidaje de alunecare. De aceea se recomandă folosirea ghidajelor prin rostogolire în locul ghidajelor prin alunecare, ținîndu-se seamă și de economicitatea utilizării unuia sau a celuilalt sistem.

Pasul de compensare A se ia mai mare decît zona de insensibilitate a mecanismului de reglare. În caz contrar, mecanismul de reglare (compensare) nu va răspunde la semnalul de reglare.

În sfîrșit, pasul de compensare trebuie să fie mai mare decît mărimea intervalului în limitele căruia se află centrul de grupare a erorilor întîmplătoare la apariția impulsului de reglare B (fig. 3 și 4).

Dacă pasul de compensare A este mai mic decît parametrul B este posibilă apariția unor semnale duble de reglare. Acest lucru este ilustrat în figura 4. Dacă $A < B$, prin reglare centrul de grupare al erorilor sistematice se va afla tot în intervalul B ; prin urmare este posibilă apariția unui alt semnal de reglare.

O formulă de calcul precisă pentru mărimea pasului de compensare nu poate fi determinată, dat fiind faptul că mărimea parametrilor a și B diferă de la un proces tehnologic la altul și chiar la același proces tehnologic avînd diferite regimuri de așchiere. Alegerea impulsului de compensare se face ținînd seamă de recomandările arătate mai sus. Trebuie însă să se ia în cosiderare faptul că mărimea parametrului A intră în structura erorilor sistemului de reglare și că la alegerea lui trebuie să se tindă spre o valoare minimă.

Erorile de prelucrare se pot grupa în general după cum urmează : erori sistematice ; erori întîmplătoare și grosolane.

Erorile sistematice sînt cele compensabile. Erorile întîmplătoare intră în întregime în structura erorii totale de prelucrare a sistemelor de reglare (ele fiind necompensabile). În ceea ce privește erorile grosolane, se tinde în general spre eliminarea lor din rezultatele măsurării, iar la stabilirea parametrilor de reglare nu se ține seamă de ele.

Pentru eliminarea erorilor grosolane din rezultatul măsurării sînt necesare scheme electrice speciale, care să creeze posibilitatea evitării transmiterii acestei mărimi sistemului de reglare.

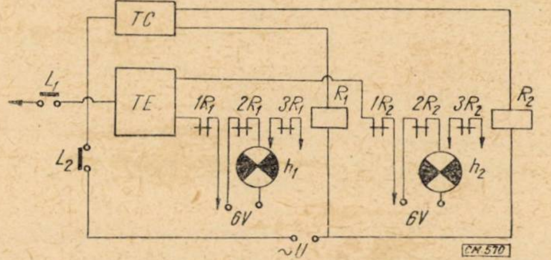


Fig. 2

O astfel de schemă este reprezentată în figura 2 în care apar :

TE — traductor electric normal (sau alt traductor reglat la două limite de reglare) ;

TC — traductor electric cu ceas comparator (sau tot un traductor electric obișnuit) ; L_1, L_2

— microîntreruptoare care se închid atunci cînd dispozitivul de controlat piesele se află în poziția de măsurare ; h_1, h_2 — lămpi semnalizatoare care indică vizual în ce sens al cîmpului de toleranțe a apărut eroarea grosolană ; R_1, R_2 — relee electromagnetice (sau alte tipuri de relee) care dau posibilitatea întreruperii curentului electric în schema electrică de reținere, de transmitere și comutarea semnalului ; $1R_1$, $1R_2$ — contactul de oprire a circuitului de reținere a semnalului ; $2R_1$, $2R_2$ — contactul lămpii semnalizatoare ; $3R_1$, $3R_2$ — contactul comutatorului de poziție (de exemplu contactul din circuitul căutătorului de pas etc.).

Contactele traductorului *TC* sînt reglate în așa fel încît limitele lui de reglare să fie puțin mai strînse decît limitele cîmpului de toleranțe. Cînd unul din contactele traductorului *TC* se închide, se întrerup toate circuitele de reținere și transmitere a semnalelor de reglare. Prin urmare, de acest rezultat al măsurării nu se ține cont la reglare.

Din cele arătate, pentru stabilirea părții de erori compensabile, din suma erorilor de prelucrare este necesară separarea erorilor sistematice de erorile întîmplătoare.

Separarea erorilor se poate realiza prin mai multe metode.

Mulțimea pieselor măsurate la un proces tehnologic dat se grupează în grup de 4—8 piese. Se calculează media aritmetică și media geometrică a fiecărui grup de piese. Această metodă se numește metoda în grup.

Media aritmetică la metoda în grup se calculează cu relația :

$$\overline{X}_k = \frac{\sum\limits_{i=1}^{i=N} X_i}{N}, \tag{5}$$

în care ;

$\overline{X}_k$ reprezintă media aritmetică a dimensiunilor grupului de piese măsurate ; N — numărul de piese aflate în grup ; $\overline{X}_i$ — dimensiunile pieselor din grup.

Media geometrică a abaterilor erorilor proprii întîmplătoare σ, a fiecărui grup, se calculează după formula clasică [2] :

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{X})^2}. \tag{6}$$

Valoarea mediei geometrice în întreaga zonă a dimensiunilor (fig. 1) se face prin însumarea mediei geometrice a grupelor și împărțirea la numărul de grupe aflate în zonă.

Un alt parametru necompensabil este parametrul *B*, intervalul în limitele căruia se află centrul de grupare a erorilor întîmplătoare la apariția impulsului de reglare.

Mărimea parametrului *B* depinde de metoda de reglare folosită. Pentru ilustrarea acestei mărimi în figura 3 este arătat un proces de reglare.

Linia *2—2* reprezintă creșterea funcției dimensiunilor între două reglări ; *a*, *b*, *c* — seria de dimensiuni măsurate consecutiv ; *A* — mărimea pasului de compensare ; *3—3* — curba de repartiție teoretică sumară a dimensiunilor pieselor prelucrate între două reglări ; D_{etalon} — diametrul etalon după care se reglează aparatul de măsurat ; 3σ — media geometrică a abaterii erorilor de prelucrare proprii ; *n* — numărul de piese prelucrate ; *a* — mărimea variației erorilor funcționale sistematice ce revin fiecărei piese ; *S* — suprafața curbei lui Gauss în care este posibilă apariția semnalului de reglare. Linia *2—2* se consideră convențional o linie dreaptă. În multe procese tehnologice creșterea funcției dimensiunilor nu are un caracter liniar cum, de altfel, este arătat în figura 1. Această linie reprezintă linia erorilor sistematice funcționale și depinde de schimbarea dimensiunii sculei așchietoare datorită uzurii, deformațiilor de forță sau de temperatură a sistemului tehnologic.

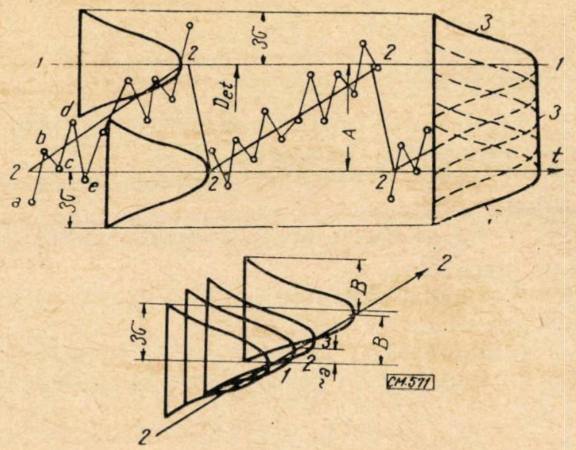


Fig. 3

Semnalul de reglare apare atunci cînd dimensiunile pieselor prelucrate în timp depășesc linia de reglare *1—1* și în acest caz dispozitivul de reglare a mașinii-unelte se deplasează în jos cu o mărime egală cu *A* (fig. 3). Apoi procesul de reglare se repetă.

La apariția semnalului de reglare însă centrul de grupare al dimensiunilor se află în intervalul *B* sub linia de reglare *1—1*. Această poziție nu are un caracter întîmplător și prin urmare se supune legii lui Gauss (fig. 3).

Mărimea intervalului *B* depinde de metoda de reglare folosită. Prin urmare și eroarea totală de prelucrare cu ajutorul reglării automate depinde de metoda de reglare aleasă.

Metodele cele mai des întîlnite în practica de reglare în domeniul construcțiilor de mașini-unelte sînt următoarele : reglarea pe fiecare piesă, reglarea pe impulsuri repetate, reglarea pe mediană și reglarea pe media aritmetică.

La reglarea pe fiecare piesă, dacă dimensiunea unei singure piese a depășit linia de reglare *1—1*, apare semnalul de reglare.

Această metodă prezintă dezavantajul că datorită unei erori grosolane semnalul de reglare poate apărea mult înainte de apropierea dimensiunilor pieselor de linia de reglare.

Dînd mecanismului de reglare un avans de mărimea A (fig. 2), în caz că nu există un sistem de blocare a semnalului, după această metodă trebuie ca limitele cîmpului de reglare să fie lărgite, adică deplasată linia *1—1* (fig. 3).

În lucrarea [2] s-au determinat formulele de calcul pentru parametrul B:

pentru reglarea pe fiecare piesă:

$$B = 6{,}23\,\sigma^{0.75} \cdot a^{0.28}; \tag{7}$$

pentru reglarea după impulsuri repetate:

$$B_k = K^{0.25+0.12\frac{a}{\sigma}} \times B; \tag{8}$$

pentru reglarea pe mediană:

$$B_m = 1{,}1\ N^{-0.37} B, \tag{9}$$

în care:

B este intervalul în limitele căruia se află centrul de grupare a erorilor întîmplătoare la apariția impulsului de reglare la metoda pe fiecare piesă;

σ — media geometrică a abaterii erorilor de prelucrare proprii;

a — mărimea variației erorilor funcționale sistematice ce revine unei piese;

K — numărul de impulsuri;

B_k — intervalul în limitele căruia se află centrul de reglare la metoda cu impulsuri repetate;

B_m — intervalul în limitele căruia se află centrul de grupare a erorilor întîmplătoare;

N — numărul de piese aflate în grupa de dimensiuni față de care se ia mediana.

Din punctul de vedere al preciziei — atît prin calcule, cît și din experiențele făcute în acest sens de către autor — parametrul $B_k < B$, iar $B_m < B_k$; prin urmare precizia maximă de prelucrare cu ajutorul reglării automate se asigură prin metoda de reglare pe mediană (tabela 1).

Parametrul E depinde de precizia aparaturii de măsurare, iar ca mărime se ia aproximativ 10% din eroarea totală de prelucrare. În figura 4 este dată ilustrarea grafică a erorii totale a sistemului de reglare avînd o singură limită de reglare, neținînd seamă de parametrul E.

În cazul în care procesul tehnologic necesită două limite de reglare, eroarea totală de prelucrare va fi dată de:

$$\delta_2 = A + B_1 + B_2 + 6\sigma + E. \tag{10}$$

Reprezentarea grafică a acestei formule apare în figura în care liniile *1—1* și *2—2* reprezintă limitele cîmpului de toleranțe, care nu sînt altceva decît eroarea totală maximă de prelucrare cu ajutorul reglării automate.

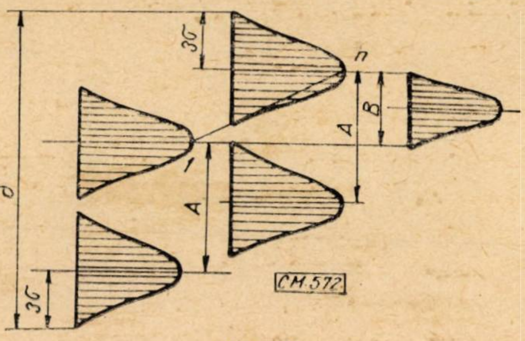


Fig. 4

Linia *3—3* și *4—4* reprezintă limitele cîmpului de reglare.

La prelucrarea unor piese cilindrice, la eroarea totală de prelucrare se mai adaugă mărimea abaterii de formă a pieselor (ovalitate, excentricitate etc.).

Pentru verificarea practică a celor arătate mai sus, cît și pentru compararea celor mai uzuale metode de reglare, s-a strunjit, timp de 3 ore, pe un strung de copiat, un lot de piese fără reglare automată, stabilindu-se diagrama din figura 1.

După formulele și indicațiile arătate mai sus, s-a stabilit mărimea tuturor parametrilor ce intră în eroarea totală de prelucrare a procesului tehnologic studiat. Cu ajutorul unei scheme electrice originale care poate asigura toate cele trei metode de reglare studiate, s-a trecut la reglarea dimensiunilor mai întîi prin metoda

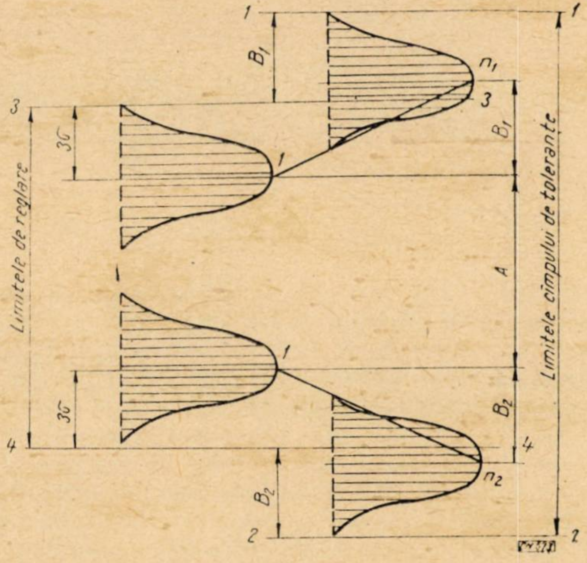


Fig. 5

pe fiecare piesă, apoi pe metoda cu două impulsuri repetate.

După prelucrarea pieselor s-au obținut diagramele din figura 6 (*a* — reglare pe fiecare piesă ; *b* — reglare pe impulsuri repetate ; *c* — reglare pe impulsuri repetate ; *d* — reglare pe impulsuri repetate ; *c* — reglare pe impulsuri repetate ; *d* — reglare pe mediană).

În *concluzie*, în afară de productivitatea mărită prin introducerea reglării automate pe mașini-unelte se poate realiza o mărire considerabilă a preciziei de prelucrare.

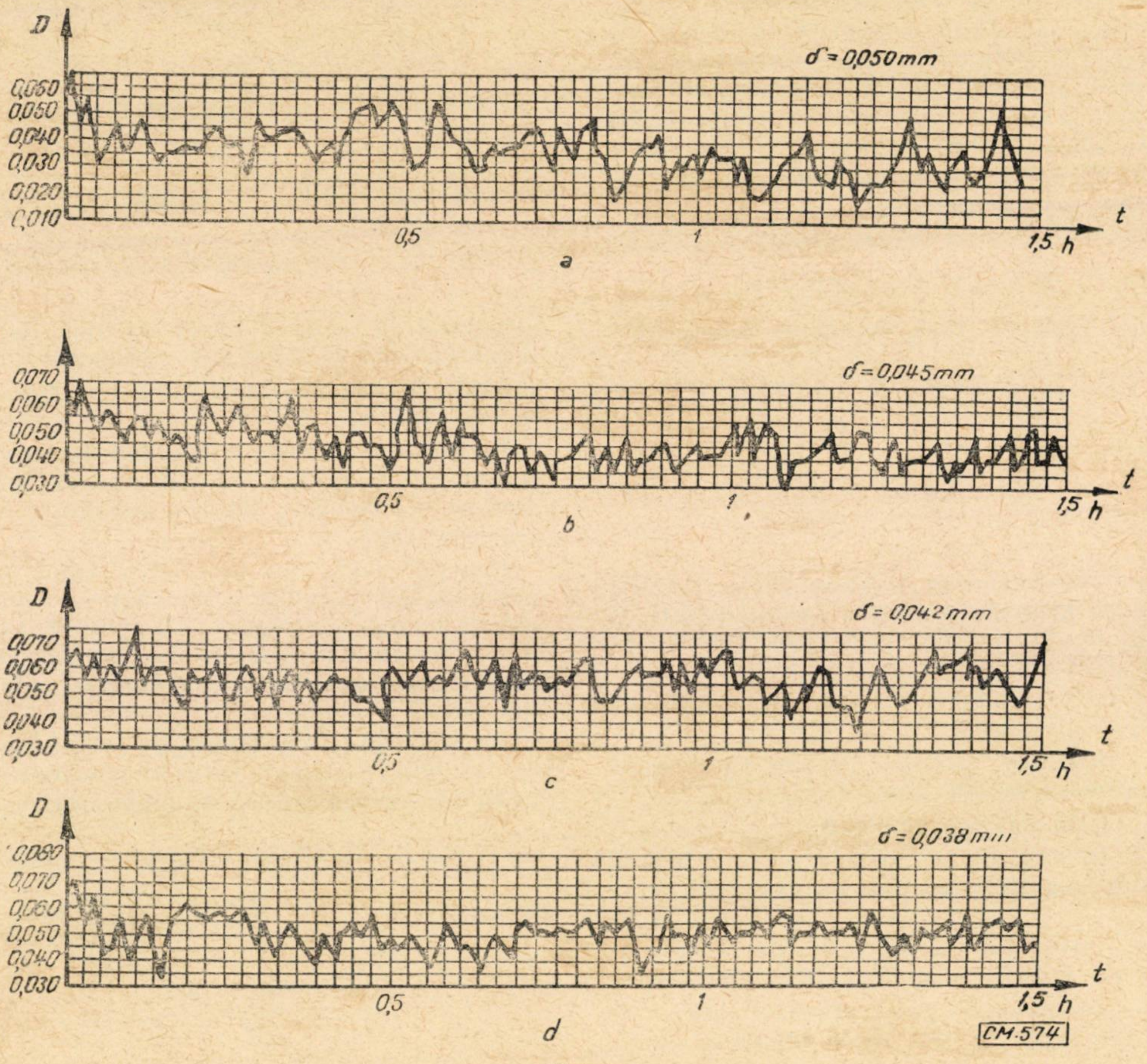


Fig. 6

mediană), din care reiese că precizia de prelucrare prin metoda după impulsuri repetate este mai mare decît prin metoda după fiecare piesă, iar cea mai mare precizie se poate realiza prin metoda după mediană. Aceasta o confirmă și tabela 1 unde sînt prezentate datele comparative ale diferitelor metode de reglare, atît cele de calcul, cît și cele obținute experimental.

În afară de mărirea preciziei de prelucrare cu ajutorul reglării se mărește frecvența dimensiunilor în mijlocul cîmpului de toleranță. În felul acesta reglarea automată poate fi folosită și în procesele tehnologice unde se lucrează cu rebut planificat, în scopul măririi numărului de piese aflate în mijlocul cîmpului de toleranțe (fig. 7 : *a* — reglare pe fiecare piesă ; *b* — reglare

— Reglarea automată prin metoda pe fiecare piesă ce se folosește în prezent în multe

Tabela 1

$a = 1\mu$ $\sigma = 4\mu$

	A, μm	6σ, μm	B, μm	E, μm	δ calculat, μm	δ experimental, μm
fără reglare	—	—	—	—	—	70
reglarea pe fiecare piesă	10	23	15,6	2	50	50
pe $K = 2$	10	23	13	1,5	47	45
pe $K = 3$	10	23	11	1	45	42
pe mediană	10	23	8	0,5	41	38

procese tehnologice este cea mai neprecisă metodă de reglare, aceasta mai ales la operaţiile de strunjire.

— Cea mai precisă metodă de reglare o constituie metoda de reglare pe mediană.

— Diagramele funcţiilor dimensiunilor pentru diferite procese tehnologice diferă între ele; în majoritatea cazurilor ele nu au un caracter monoton, de aceea reglarea trebuie făcută după două limite de reglare.

— Precizia de prelucrare cu ajutorul reglării este limitată de mărimea parametrilor A, B, 6σ, E şi a, care trebuie stabiliţi înainte de a se realiza reglarea automată pe maşina-unealtă. Eroarea totală a sistemului de reglare indică maximum de precizie ce se poate realiza cu ajutorul reglării automate.

— În cazul pieselor de formă cilindrică, la eroarea totală dată de parametrii A, B, 6σ şi E se mai adaugă mărimea abaterii de formă a pieselor realizate pe maşina fără reglarea automată.

— Cu ajutorul reglării automate se poate mări frecvenţa dimensiunilor pe linia de mijloc a cîmpului de toleranţe. Prin urmare, folosirea reglării automate în procesele de fabricaţie cu rebut planificat ar micşora simţitor acest rebut.

— Împrăştierea dimensiunilor în jurul liniei de mijloc a cîmpului de toleranţe, în cazul reglării automate, se supune legii lui Gauss, putîndu-se aprecia procentual diferite grupe de dimensiuni, în timp ce în cazul prelucrării fără reglare, această împrăştiere nu se supune legii lui Gauss.

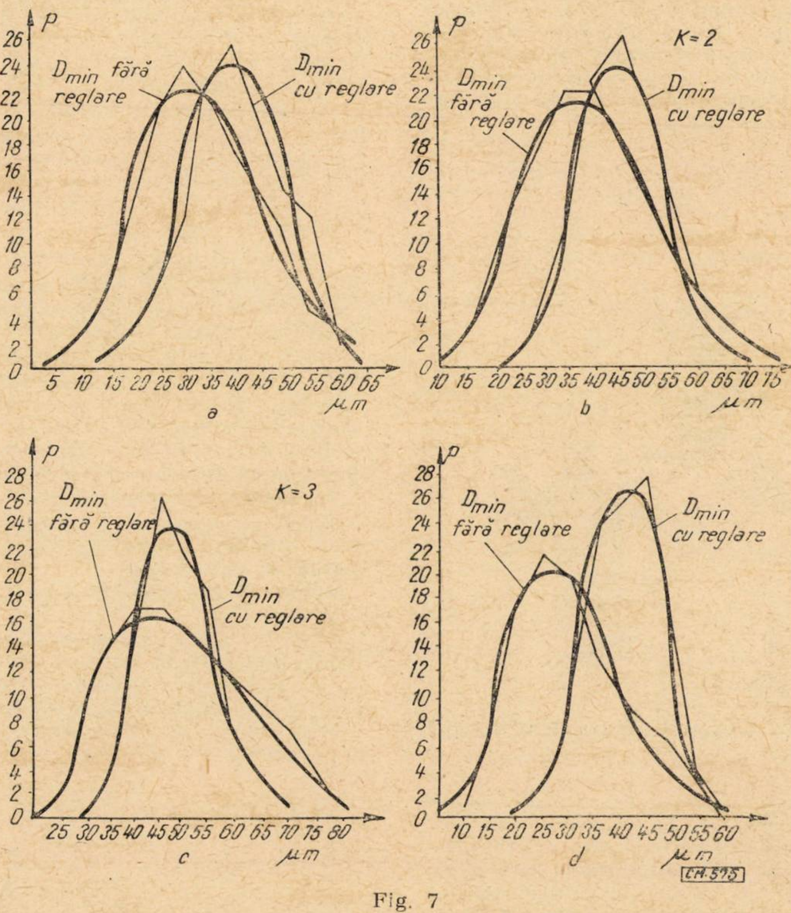


Fig. 7

[1] *Puşci, V. E.* Malîe peremeseenia v stancostroenii. Moscova, Maşghiz, 1961.

[2] *Volosov, S. S.* Tehnologhiceschie i metrologhiceschie osnovî tocinosti regulirovania pazmerov v maşinostroenii. Moscova, Maşghiz, 1964.

[3] *Socolovschi, A. F.* Calculul preciziei de prelucrare în construcţia de maşini-unelte.

[4] *Alţşuller, A.* Opredelenie optimalnîh usloviiregulirovania tecuşceva srednevo razmera obrabatîvaemix detalei Sb. Avtomatizaţia maşinostroitelnîh proţesov izdatelstvo AN S.S.S.R., 1959.

Documentare

Frezarea corpurilor de revoluţie cu încălzirea zonei de aşchiere. A. I. Sozinov, V. I. Zaiţev şi V. M. Lobanov. In: Maşinostroitel, nr. 2, 1966.

Prelucrarea prin aşchiere a aliajelor de titan este dificilă din cauza rezistenţei mecanice ridicate şi tendinţei de ecruisare pe care le prezintă. Această particularitate este accentuată la strunjirea semifabricatelor de revoluţie, neuniformitatea adaosului de prelucrare impunînd utilizarea unor regimuri de aşchiere cu productivitate redusă.

O metodă de îmbunătăţire a productivităţii operaţiei de degroşare a semifabricatelor de tipul considerat este frezarea frontală, la care lungimea totală de aşchiere este sporită. Ca urmare, se înregistrează o creştere a componentei tangenţiale a forţei de aşchiere, implicînd mărirea rigidităţii maşinii-unelte şi a puterii absorbite. În vederea micşorării componentei tangenţiale şi a extinderii domeniului de aplicare a frezării frontale, s-a recurs la încălzirea prealabilă a semifabricatului.

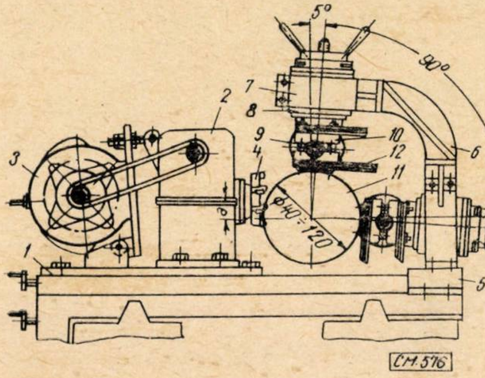


Fig. 1

Instalaţia pentru frezarea corpurilor de revoluţie cu încălzirea zonei de aşchiere, realizată pe un strung, este prezentată în figura 1. Pe placa *1* se montează reductorul *2* şi electromotorul *3*, cuplate printr-o transmisie cu curele. Axa frezei frontale *4*, calată pe arborele de ieşire a reductorului, este dispusă perpendicular pe axa semifabricatului şi deplasată faţă de aceasta la distanţa *a*. În partea opusă a suportului strungului este plasată instalaţia electrică de încălzire a semifabricatului, fixată pe placa *5*. Instalaţia de încălzire comportă consola *6*, în ale cărei coliere *7* este prins amortizorul de vibraţii *8* cu arcuri — disc. Partea inferioară a amortizorului cuprinde rola *9* şi receptorul de curent *10*. Semifabricatul *11*, două role de contact şi barele de tensiune *12* constituie circuitul secundar al transformatorului de amplificare, care, prin intermediul semifabricatului încălzit la temperatura necesară, transmite curentul de frecvenţă industrială la freză.

Instalaţia a fost utilizată la prelucrarea unor semifabricate de aliaj de titan cu diametrul de 60 — 100 mm şi lungimea de circa 1 000 mm, freza cu diametrul de 130 mm fiind prevăzută cu zece dinţi de aliaj dur. Prin experimentări s-au stabilit următorii parametri ai părţii aşchietoare a dinţilor: unghiul de degajare în planul perpendicular pe muchia principală de 5°, unghiul de aşezare de 8°, unghiul principal în plan de 45°, unghiul auxiliar în plan de 5°, raza de vîrf de 1,5 mm. Regimul optim de lucru, corespunzător duratei operaţiei de 60 min, cu încălzire la 500 — 550°C, este caracterizat prin viteza de aşchiere de 60 m/min, adîncimea de aşchiere de 3 — 4 mm (o singură trecere) şi avansul de 0,3 mm/dinte.

Prin aplicarea metodei prezentate la prelucrarea semifabricatelor cu diametrul de 90 mm s-a obţinut o productivitate de 2,6 ori mai mare decît în cazul utilizării procedeelor obişnuite.

O metodă nouă de găurire. In: Techniques mondiales, nr. 2, 1966.

Metoda de găurire cunoscută folosind burghie cu tăişuri din carburi metalice prezintă un domeniu de aplicaţie limitat pe de o parte datorită geometriei complicate a muchiei tăietoare, iar pe de altă parte datorită rezistenţei reduse a porţiunii conice a burghiului.

Utilizarea sculelor de secţiune inelară, permiţînd aducerea lichidului de răcire pînă în zona frontală de aşchiere şi prezentînd în acelaşi timp o rezistenţă sporită, nu este economică decît în cazul lucrărilor de serie mare sau a găurilor de adîncime apreciabilă din cauza instalaţiei complicate pentru circulaţia lichidului de răcire.

O soluţie interesantă (Coromant) a problemei considerate apare în schema din figura 1.

Lichidul de răcire pătrunde în dispozitivul sculă prin spaţiul dintre tubul interior *1* şi cel exterior *2*, pînă la capul de aşchiere *3*. O parte din lichidul de răcire este deviată de manşonul *4* către spaţiul interior *5* al tubului *1*.

Datorită acestui aspect apare în conductele din interiorul sculei o depresiune, astfel încît partea din lichidul de răcire ce trece prin orificiile *6* din spatele muchiilor aşchietoare împreună cu aşchiile metalice preluate este aspirat în spaţiul *5* şi evacuat spre dispozitivul de răcire.

Capul de prelucrare considerat poate fi folosit atît în cazul sculelor, cît şi în cazul pieselor rotative pentru găuri orizontale sau verticale.

Maşina-unealtă poate fi un strung, o maşină de găurit sau o freză.

Sculele prezintă 13 game de diametre (de la 20 la 60 mm), fiecare gamă avînd un corp de dispozitiv corespunzător manşonului de fixare şi tubului interior respectiv. Capul de aşchiere este înşurubat în manşonul de fixare, filetul corespunzător avînd patru începuturi; pe corpul sculei sînt fixate prin alămire trei sau patru pastile din carburi metalice, ceea ce determină grosimea aşchiilor şi micşorează forţa necesară de aşchiere. Se prevede un sfărîmător de aşchii în cazul prelucrării unor metale ce dau aşchii prea lungi.

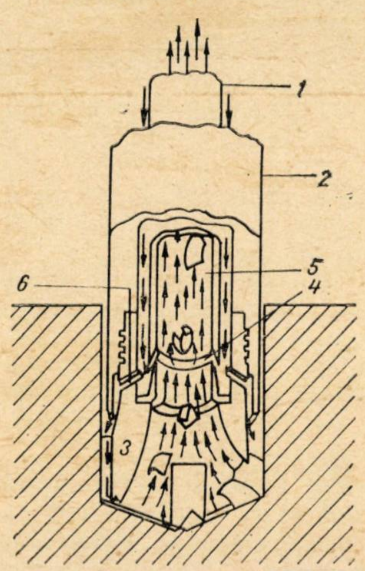


Fig. 1

Viteza de curgere a lichidului de răcire trebuie să fie de peste 1,5 m/s la găurire orizontală şi peste 2,5 m/s la cea verticală pentru a se putea asigura evacuarea aşchiilor.

Excluzînd unele cazuri speciale se preferă emulsiile ca lichid de răcire, acestea asigurînd o răcire mai eficientă și o pierdere de energie mai redusă decît uleiurile.

Vitezele de lucru recomandate pentru oțelurile aliate normale și pentru cele inoxidabile variază între 75 și 100 m/min.

Mașină de alezat și frezat cu schimbare automată a sculelor. P. Viale. In: Rivista di meccanica, nr. 372, 1966.

Printre mașinile-unelte prezentate la expoziția de la Bruxelles din anul 1965 a fost remarcată și o mașină de alezat și frezat (VWF-Wotan, BFE 125/180 N), proiectată special pentru comandă numerică și pentru schimbarea automată a sculelor.

Comanda numerică cu banda perforată permite realizarea automată a următoarelor operații: poziționare automată după trei axe normale; rotirea mesei în patru poziții la 90°; alegerea turațiilor mandrinei și a vitezelor de avans ale mesei; schimbarea automată a sculelor; poziționarea mandrinei.

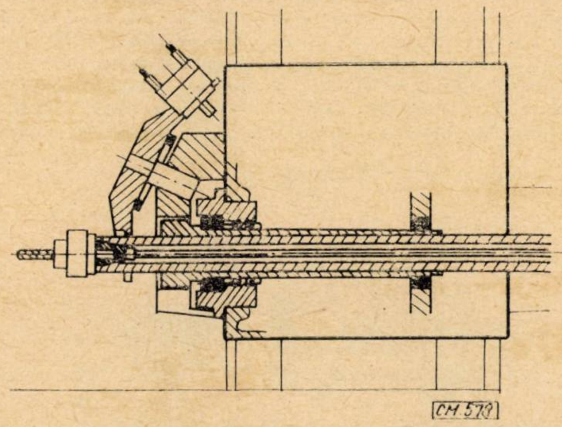


Fig. 1

Schimbarea automată a sculelor se realizează cu ajutorul unui cap revolver care are funcția de a păstra aceste scule. În figura 1 apare reprezentarea schematică a capului revolver considerat. Fiecare sculă este montată pe mandrina mașinii prin intermediul dispozitivelor normalizate. Mașina prezintă următoarele caracteristici: diametrul interior al mandrinei 125 mm; viteza de avans al mesei în toate direcțiile, de la 0,02 la 12 mm/rot în 36 de trepte; viteza de deplasare rapidă, 3 800 mm/min; puterea instalată, circa 20 CP.

Determinarea temperaturilor în timpul alezării. G. S. Jeleznov și V. M. Ponomariov. In: Stanki i instrument, nr. 1, 1966.

Pentru determinarea temperaturilor în timpul alezării s-a construit un termocuplu special prezentat în figura 1.

Între două bucșe de material identic, care urmează să fie alezate, este montată o plăcuță-electrod cu grosimea de 0,1—0,2 mm, fabricată din același material ca și bucșele și izolată față de acestea. Izolația trebuie să fie realizată în așa fel încît să excludă posibilitatea stabilirii contactului dintre bucșe și plăcuță de către bavurile formate în timpul prelucrării. În cursul experimentărilor s-a utilizat ca material izolant textolit cu grosimea de 0,5 mm.

Este indicat ca grosimea plăcuței-electrod să fie cît mai mare, nedepășind însă mărimea distanței dintre dinții alezorului; în acest mod se evită contactul simultan între doi dinți și plăcuța-electrod, care ar putea duce la apariția unei foițe termoelectromotoare între cei doi dinți, prelungindu-se totuși durata contactului alezorului cu plăcuța-electrod, ceea ce conferă o precizie sporită oscilogramelor de variație a forței termoelectromotoare care apare în zona de așchiere. Prelucrarea oscilogramelor permite să se determine temperatura în fiecare dinte al alezorului, obținîndu-se astfel distribuția temperaturii în lungul alezorului.

Metoda descrisă s-a experimentat pentru determinarea temperaturii în alezoare de oțel rapid și de aliaje dure, în timpul prelucrării unor piese de aliaje de titan. În figura 2 se reprezintă variația temperaturii în lungul unui alezor de 18 mm cu con de atac, fabricat din oțel R18,la prelucrarea diferitelor materiale (*1* — material prelucrat VTZ—1, $v = 6$ m/min, $s = 0,57$ mm/rot, fără răcire; *2* — material prelucrat VT8, $v = 6$ m/min, $s = 0,72$ mm/rot, fără răcire; *3* — idem, cu răcire; *4* — material prelucrat VT6, $v = 4,1$ m/min, $s = 1,6$ mm/rot, fără răcire; *5* — material prelucrat VT14, $v = 6$ m/min, $s = 1,6$ mm/rot, fără răcire; *A* — alezor).

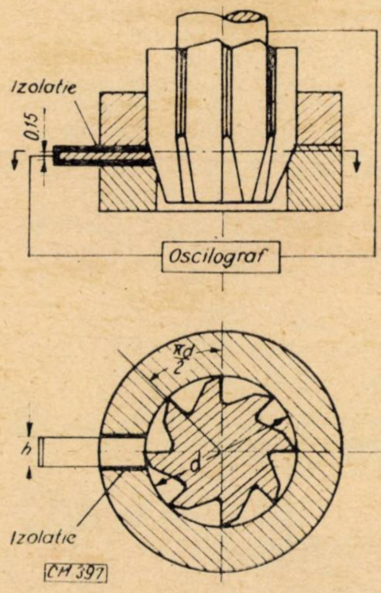


Fig. 1

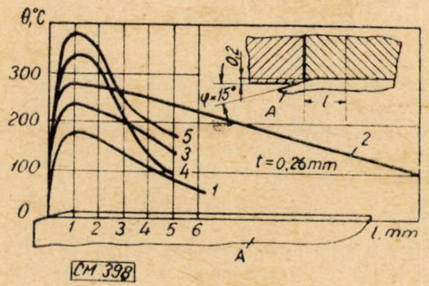


Fig. 2

Se observă că cea mai mare temperatură se realizează în punctul de trecere de la conul de atac la zona de calibrare a alezorului.

Tarozi de aliaje dure. V. N. Baculi ș.a. In: Mașinostroitel, nr. 12, 1965.

La institutul pentru materiale dure din Ucraina s-au realizat tarozi de aliaje dure utilizați la filetarea orificiilor de trecere de 1 1/4″ ale țevilor de fontă SC 12—28, care intră în construcția radiatoarelor.

Un astfel de tarod (fig. 1) este format din partea așchietoare *1* și coada *2*, asamblate prin sudură. Partea așchietoare se execută din aliaj VK 8, semifabricatul de plastifiere impregnat cu parafină fiind elaborat la 750—800°C. După strunjirea orificiului și a fețelor frontale se prelucrează diametrul exterior, conul de atac (la 13°30′) și cele șase canale pentru îndepărtarea șpanului. Se efectuează apoi asamblarea cu coada, care este fabricată din oțel 35 HGSA, tratamentul termic și prelucrarea filetului cu piatră de diamant sintetic. Operațiile de finisare cuprind rectificarea orificiului, a feței frontale a părții așchietoare și a filetului cozii, detalonarea și ascuțirea.

Pentru aprecierea durabilității tarodului este caracteristică uzura fețelor posterioare ale dinților, adoptîndu-se criteriul mediei aritmetice a mărimii rizurilor. Pentru comparație s-au încercat opt tarozi de oțel R 18, de tipul celor utilizați la filetarea interioară înainte de realizarea tarozilor de aliaj dur. Uzura medie a tarozilor de oțel a atins 1,3 mm după filetarea a 390 orificii, mărirea numărului de orificii filetate fără ca tarozii să fie recondiționați, ducînd la deteriorarea acestora și la compromiterea calității execuției.

La patru tarozi de aliaj dur uzura medie a atins 0,2 mm după filetarea a 3000 orificii, crescînd mai pronunțat la mărirea numărului de orificii filetate. Prin ascuțirea tarozilor de aliaj dur, după prelucrarea fiecărei grupe de 3000 orificii, s-a realizat o productivitate totală de 60 000 orificii (mai mare de 26 ori decît la tarozii de oțel). Eficiența operației este condiționată de asigurarea unui regim corespunzător de răcire-ungere, de exemplu cu sulfofrezol.

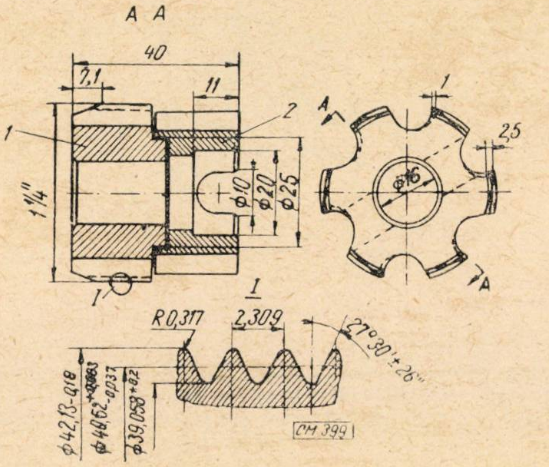


Fig. 1

Dispozitiv portcuțit permițînd reglarea poziției sfărîmătorului de așchii. In : Techniques mondiales, aprilie 1966.

Există dispozitive portcuțit, de exemplu pentru strunguri, care permit adaptarea unui sfărîmător de așchii. În general însă, aceste dispozitive nu oferă și posibilitatea reglării precise a sfărîmătorului de așchii în raport cu scula.

Un nou dispozitiv portcuțit (Société des poudres métalliques et des alliages spéciaux), proiectat special pentru înlăturarea inconvenientului considerat, permite realizarea unui reglaj simplu al sfărîmătorului de așchii, fără modificarea poziției cuțitului.

Principial, dispozitivul realizat în mai multe variante constructive comportă o falcă de prindere care poate fi deplasată în sensuri opuse și fixată cu ajutorul șuruburilor pe dispozitivul portcuțit, asigurînd prinderea simultană a cuțitului și sfărîmătorului. Extremitatea liberă a unei lame-resort, fixată sub falcă, se sprijină pe umărul sfărîmătorului ; cînd sfărîmătorul se află în poziție de lucru exercită o apăsare asupra sculei pe care o menține fixată pe suport.

Reglajul sfărîmătorului de așchii în raport cu tăișul cuțitului se realizează prin rotirea în sensul necesar a unui șurub de reglaj, după ce sfărîmătorul este scos din poziția de calare. Acționînd șurubul de reglaj se determină fălcii de prindere o mișcare rectilinie și prin aceasta se modifică poziția sfărîmătorului, fără ca aceea a sculei să fie afectată. Dispozitivul permite și operația contrară, adică schimbarea cuțitului fără deplasarea sfărîmătorului, acționînd asupra șurubului de fixare a cuțitului ; sfărîmătorul rămîne în poziția inițială reținut de șurubul de reglaj.

Presă pentru poansonare. P. G. Golanskii. In : Mașinostroitel, nr. 2, 1966.

În figura 1 se prezintă o presă pneumatică servind la mecanizarea operației de poansonare a semifabricatelor și sculelor.

Pe cadrul *4* se fixează cilindrul *15* și glisiera *11*, cu ajutorul celor doi montanți *13*. Alimentarea presei cu aer comprimat se realizează prin intermediul reductorului *18*, prevăzut cu manetonul *19*. La acționarea pedalei *1*, montată pe suportul *2*, aerul comprimat pătrunde în camera inferioară a cilindrului *15*. Ca urmare, pistonul *16*, solidarizat cu tija *17*, se deplasează în sus, mișcarea fiind transmisă de pîrghia *14* la culisa *12*, de care este prinsă mandrina *10* cu poansonul *9*. Prin stabilirea legăturii dintre reductorul *18* cu camera superioară a cilindrului *15* se comandă deplasarea inversă a culisei, piesa poansonată fiind astfel eliberată.

Reglarea presei în vederea poansonării pieselor de diferite grosimi se efectuează prin modificarea poziției plăcii de sprijin *6*, cu ajutorul șurubului *5*, acționat de roata de manevră *3*. La poansonarea pieselor circulare sau poligonale, pe placa de sprijin se așază prisma *8*, centrată pe pivotul *7*.

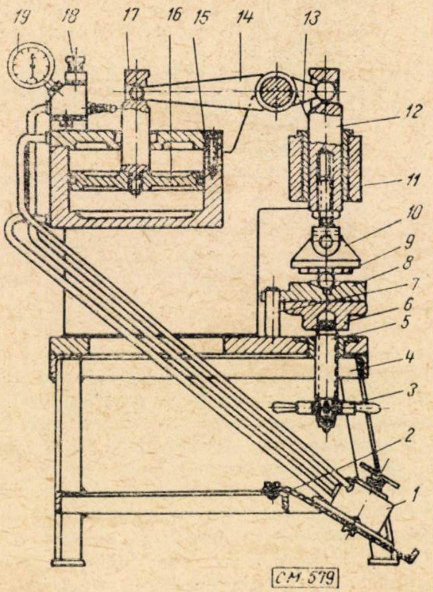


Fig. 1

Caracteristicile tehnice ale presei sînt următoarele : cursa poansonului 6 mm ; grosimea maximă a pieselor ce pot fi poansonate 150 mm ; forța de lucru la presiunea aerului comprimat de 6 at 7 500 kgf ; dimensiunile de gabarit 250 × 450 × 1 250 mm.

Mașini pentru recondiționarea cilindrilor striați. K. F. Zaițev. In : Mașinostroitel, nr. 3, 1966.

În figura 1 se prezintă o mașină cu gabarit redus pentru recondiționarea cilindrilor striați, care poate fi folosită și la alte operații, cum sînt corectarea arborilor fără centre și montarea și demontarea coroanelor filetate sau presate ale cilindrilor.

Piesa de recondiționat se așază pe rolele de sprijin *1*, dispuse într-o canelură longitudinală a batiului. Pentru cuplarea mișcării de rotație a piesei, în vederea verificării bătăii, se rotește capul basculant *2* pînă cînd limitatorul *3* vine în contact cu întreruptorul *4*. Ca urmare, piesa este pusă în mișcare de un disc cauciucat, care este acționat de electromotorul de antrenare prin intermediul unui reductor melcat.

Pentru corectarea cilindrilor, maşina este echipată cu presa *8*, iar pentru corectarea pieselor subţiri, cu pîrghia *7* acţionată manual şi cîrligul *6* comandat de pedala *14*. Mecanismul *9* serveşte la demontarea coroanelor presate ale cilindrilor. Mecanismul de înşurubare şi deşurubare a coroanelor filetate cuprinde menghina *10* şi mandrina cu autocentrare *13*, montată pe arborele tubular *11*, care se poate deplasa longitudinal în raport cu suprafaţa *12*. După ce coroana filetată se prinde în mandrină şi cilindrul în menghină, se cuplează mişcarea de rotaţie a mandrinei răsucind pîrghia *5*.

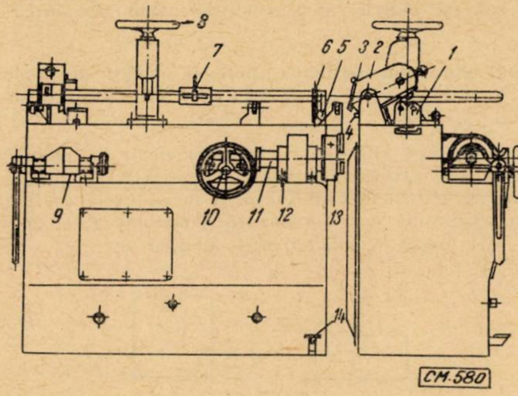


Fig. 1

Batiul maşinii descrise este de două ori mai scurt decît batiul maşinilor obişnuite. În cazurile în care pentru aşezarea piesei se utilizează role de sprijin montate pe ghidaje longitudinale, lungimea batiului se dublează.

Prelucrarea muchiilor orificiilor inclinate. Iu. P. Gribkov, S. N. Azarh şi L. P. Snîkin. In: Stanki i instrument, nr. 2, 1966.

În procesul de fabricaţie a pieselor agregatelor hidraulice, o dificultate însemnată este ridicată de prelucrarea muchiilor formate prin intersectarea orificiilor înclinate cu suprafeţe exterioare sau interioare, plane sau curbilinii. Prelucrarea acestor muchii este menită să îndepărteze bavurile, realizînd teşituri de lăţime egală pe întregul contur al orificiului. Metodele utilizate curent în scopul menţionat nu asigură o calitate corespunzătoare execuţiei, ceea ce determină necesitatea de a aplica procedee speciale. Astfel, muchiile exterioare se prelucrează cu scule conice plasate excentric faţă de axa orificiului (fig. 1). În funcţie de diametrul orificiului *d*, înclinarea axei orificiului α şi unghiul conului sculei φ, excentricitatea ε este definită de relaţia $\varepsilon = \dfrac{d}{2\,\mathrm{tg}\varphi\,\mathrm{tg}\alpha}$.

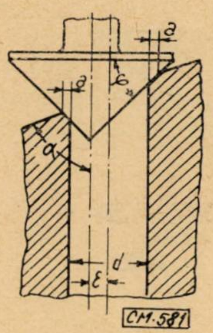


Fig. 1

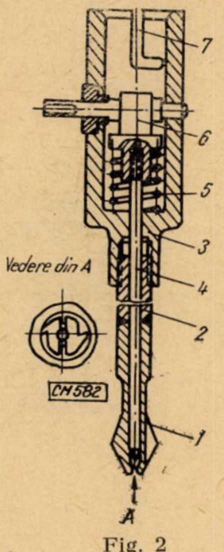


Fig. 2

Scula pentru debavurarea muchiilor interioare este prezentată în figura 2.

Partea aşchietoare *1*, fabricată din oţel de scule, este de tipul unui dorn extensibil, tăişul fiecărui lob avînd profil romboidal. Dornul este sudat sau lipit de bucşa *2*, care se asamblează prin filet cu portscula *3*. În interiorul bucşei şi dornului este dispusă tija *4*, care se poate deplasa axial sub acţiunea arcului *5* şi a excentricului *6*. În partea superioară a portsculei este prevăzută canelura *7*, pentru prinderea de arborele de antrenare.

În orificiul a cărui muchie trebuie teşită, scula se introduce dezaxată, ca şi în cazul prelucrării muchiilor exterioare, capătul său ieşind în afara orificiului. Prin rotirea excentricului *6*, tija *4* provoacă îndepărtarea lobilor dornului, diametrul acestuia depăşind cu 0,4—0,5 mm diametrul orificiului de prelucrat. Muchia orificiului se teşeşte prin tragere, cu avansul de 0,05—0,1 mm/rot. După terminarea operaţiei se decuplează arborele de antrenare şi se ridică tija *4*, în acest mod scula putînd să fie extrasă din orificiu.

Angrenaje hipocicloidale. S. Chonik. In: Mécanique électricité, nr. 197, martie 1966.

Angrenajele hipocicloidale cu axe mobile înlocuiesc angrenajele cu axe fixe în cadrul multor mecanisme cinematice precise, de exemplu în ambreiajele cu sateliţi şi coroane interioare. Avantajul constă în posibilitatea îndeplinirii mai multor funcţiuni distincte, prezentînd, sub o formă suficient de compactă, o oarecare elasticitate în funcţionare.

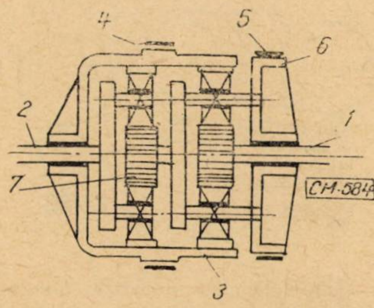


Fig. 1

În figura 1 apare un astfel de mecanism utilizat pentru cursa rapidă a unei maşini-unelte, format din două trenuri planetare identice. Coroana dublă *3* poate fi frînată cu ajutorul frînei cu bandă *4*, iar discul portsateliţi *6* al primului tren şi concomitent planetarul central *7* al celui de-al doilea tren, cu frîna *5*; axul *1* este axul motor, iar axul *2*, cel condus.

Decuplarea mecanismului se realizează prin decuplarea frînelor *4* şi *5*.

Pentru asigurarea vitezei de lucru, frîna *4* este cuplată, iar frîna *5*, decuplată. În acest caz, mişcarea arborelui condus are acelaşi sens cu a arborelui motor, viteza unghiulară fiind dată de relaţia :

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{z_1}{(z_1 + z_3)} \cdot \frac{z_1}{(z_7 + z_3)^2} = \omega_1 \cdot \frac{z_1^2}{(z_1 + z_3)^2} = \frac{\omega_1}{\left(1 + \dfrac{R}{r}\right)},$$

în care *R* este raza coroanei *3*, iar *r* raza planetarilor centrali. Pentru cursa rapidă se decuplează *4*, cuplîndu-se *5*. Sensul de rotaţie a arborilor se inversează şi viteza unghiulară a arborelui condus devine :

$$\omega_2 = -\frac{\omega_1}{1 + \dfrac{R}{r}}.$$

În figura 2 apare o cutie de viteze cu trei axe concentrice pentru mașini-unelte.

În cazul cînd discul portsateliți este fixat (*II*), viteza unghiulară a axului *III* (fig. 2) este dată de relația :

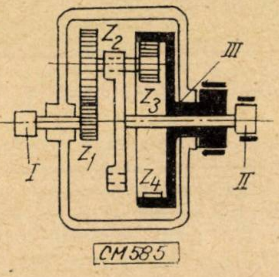


Fig. 2

$$\omega_{III} = \omega_I \cdot \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}.$$

Dacă coroana dințată (*III*) este frînată (se consideră axul *I* motor) :

$$\omega_2 = \frac{z_3 \cdot z_1}{z_3 \cdot z_1 + z_2 \cdot z_4}.$$

Articolul cuprinde o serie de exemple de aplicații practice pentru angrenajul considerat și o metodă grafică pentru determinarea rapidă a vitezei elementelor componente.

Role cu distanțare în locul coliviilor de la rulmenții cu role.

In : Machine Design, nr. 15, iunie 1965.

O întreprindere americană (Martin Rockwell Co — Jamestown) realizează rulmenți cu role, în care coliviile de distanțare obișnuite sînt înlocuite prin role auxiliare de diametru mai redus, introduse între cele principale.

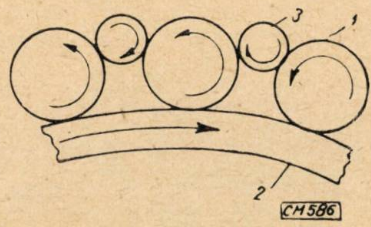


Fig. 1

În figura 1 apare schematic principiul funcțional al unui astfel de rulment ; rolele principale *1* se rotesc pe inelul interior al rulmentului *2*, rolele auxiliare *3* avînd un sens de rotație contrar celor principale.

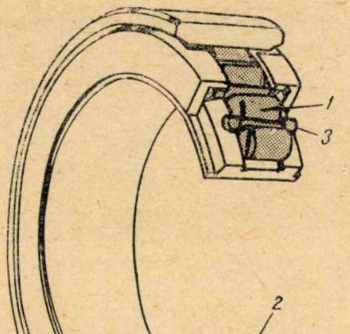


Fig. 2

Constructiv, rulmentul considerat apare în figura 2. Se observă că aderența dintre rolele principale este asigurată prin apăsarea realizată de cele două inele laterale *4*, pe a căror suprafață interioară se rotesc extremitățile de diametru mai mare al rolelor *3*.

Trebuie observat că vitezele periferice ale rolelor *1* și *3* sînt egale și deci inelele laterale *4* sînt solidare cu inelul interior *1*. Inelul exterior *5* se sprijină, natural, numai pe rolele principale *1*.

Datorită aceluiași aspect — viteza rolelor de distanțare egală cu aceea a rolelor principale — se elimină frecările dintre role și colivie, inerente rulmenților obișnuiți.

Studiul vibrațiilor mașinilor-unelte în condiții de producție.

M. A. Esaian și M. G. Hacian. In : Stanki i instrument, nr. 2, 1966.

Pentru studiul vibrațiilor mașinilor-unelte în condiții de producție s-a utilizat instalația experimentală prezentată în figura 1, cuprinzînd traductorul de inducție *2*, fixat pe obiectul examinat *1*, și oscilograful electronic *4*, în circuitul căruia este inclus condensatorul auxiliar *3*.

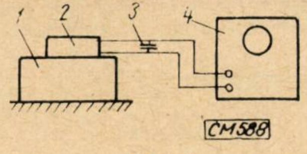


Fig. 1

La intrarea traductorului în vibrație, în înfășurarea sa ia naștere o forță electromotoare proporțională cu viteza mișcării oscilatorii. Caracteristicile traductorului sînt : diametrul de 45 mm, lungimea de 136 mm, greutatea de 900 g și frecvența proprie de 30 Hz. Operațiile de reglare a instalației, cum sînt stabilirea și extinderea benzii liniare a caracteristicii de frecvență a traductorului, au fost realizate pe un banc de probe adecvat, echipat cu un traductor pentru controlul oscilațiilor perturbatoare ale bancului.

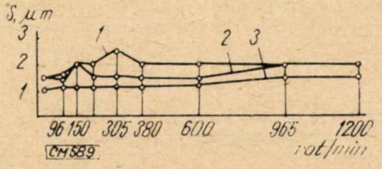


Fig. 2

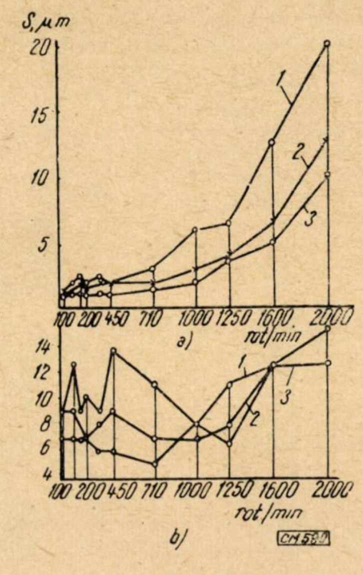


Fig. 3

Cu instalația considerată s-au efectuat experimentări pe diferite mașini-unelte și pe elementele lor componente.

În figura 2 este reprezentată dependența amplitudinii oscilațiilor unor subansambluri ale unei mașini-unelte aflate în exploatare de cîțiva ani (*1* — păpușă fixă ; *2* — păpușă mobilă ; *3* — suport) față de turația de mers în gol a arborelui. Figura 3 redă dependența similară stabilită prin încercarea acelorași subansambluri în cazul a două mașini-unelte identice, amplasarea electromotorului de antrenare fiind diferențiată : la una electromotorul a fost fixat pe o fundație specială (fig. 3, *a*), iar la cealaltă — pe soclul anterior (fig. 3, *b*). Pentru ancorarea mașinilor, în toate variantele s-au utilizat fundații masive, cu inserții izolante. De pe mașinile încercate au fost demontate subansamblurile nestudiate (universalul, chernerul păpușii mobile etc.).

Din figurile 2 și 3 se observă că cele mai mici amplitudini au corespuns mașinii din exploatare ; dintre celelalte, mai bine s-a comportat mașina cu electromotorul fixat pe fundație separată, la care totuși amplitudinile au crescut sensibil o dată cu majorarea turației peste 1 600 rot/min, ca urmare a apariției fenomenului de rezonanță.

Încercarea pe machetă, un ajutor practic pentru îmbunătățirea mașinilor-unelte. R. Iredale. In : La Machine-outil française, nr. 203, 1964.

Durata de utilizare a unei scule și gradul de finisare al suprafeței piesei de prelucrat sînt direct influențate de vibrații. Pentru analiza lor, în anumite puncte ale batiului și pe suprafața de contact piesă-sculă, se simulează mișcarea vibratorie cu ajutorul unui generator electromagnetic de vibrații, examenul amplitudinilor înregistrate permițînd depistarea punctelor slabe. Întrucît fiecare mașină-unealtă reacționează în mod deosebit la vibrații, se fac numeroase încercări pe prototipuri, durata și valoarea încercărilor fiind în funcție de modificările constructive determinate de rezultatele obținute.

În ultimul timp, pentru aceste încercări se utilizează modele reduse, ușor de modificat, cu cheltuieli minime.

Reacțiunea diferitelor părți ale batiului la forțele vibratorii depinde de trei factori : masa, rigiditatea elementelor și asamblărilor și efectul amortizării vibrațiilor de către materialul folosit pentru asamblări, glisiere și fundații.

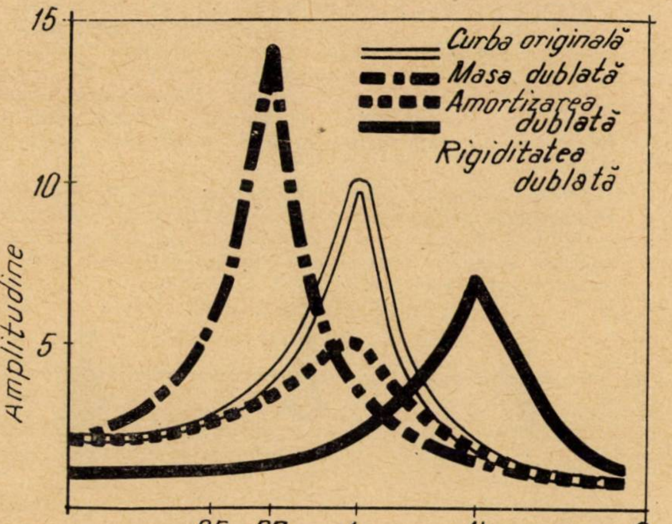


Fig. 1

La utilizarea machetelor, nivelul forțelor și frecvențelor se reduce la o scară determinată și verificată, reprezentîndu-se exact, masa, rigiditatea și amortizarea, pentru a produce o reacție echivalentă.

Încercarea pe machete contribuie la ameliorarea stabilității mașinilor-unelte, furnizînd informații prețioase asupra acestui factor de amortizare.

Experimentările efectuate au permis unele concluzii, prezentate în figura 1.

Dublarea masei duce la o creștere a amplitudinii vibrațiilor batiului și la reducerea seriei de viteze posibile ; dublarea rigidității mărește seria de viteze posibile înainte de a se atinge viteza critică și micșorează amplitudinea frecvențelor naturale ; dublarea efectului amortizării nu acționează asupra frecvenței, dar reduce amplitudinea vibrațiilor mai mult decît creșterea rigidității.

Măsurarea zgomotului la mașinile-unelte. Roman Sniehowski. In : La Machine-outil française, nr. 203 și 204, 1964 (8 diagrame, 3 tabele).

Tendințele actuale de mărire a puterii, vitezei și rezistenței mașinilor-unelte sînt asociate cu reducerea, în același timp, a greutății lor și a zgomotului produs.

Deși uneori nejustificat, zgomotul mașinilor-unelte a devenit în ultimul timp un indice al nivelului tehnic și chiar al legitimității principiilor constructive admise în fabricația lor, exigență impusă și de marea concentrare a mașinilor-unelte pe spații relativ mici de producție.

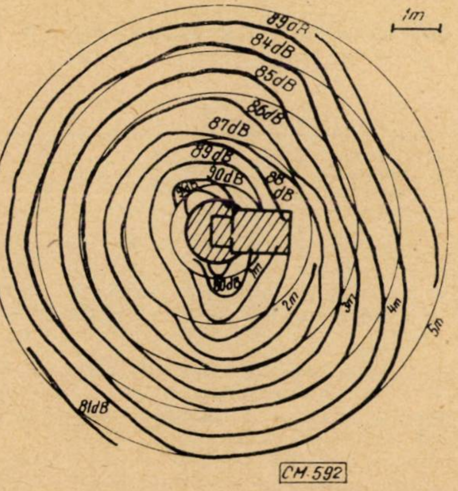


Fig. 1

O dată cu apariția unor mijloace adecvate de măsurare, s-au stabilit metode de determinare atît a nivelului zgomotelor, cît și a influenței factorilor tehnologici asupra silențiozității funcționării mașinilor-unelte.

Măsurarea zgomotului face parte din examenul complex al prototipurilor de mașini-unelte și constă în determinarea puterii acustice, dispunerii și direcției cîmpului acustic și a nivelului presiunii acustice.

Aprecierea mersului silențios al mașinilor-unelte are la bază două criterii : fiziologice și tehnice (energetice, precizia prelucrării etc.).

Criteriile fiziologice iau în considerare acțiunea nocivă a zgomotului asupra organismului uman, respectiv influența asupra tensiunii arteriale, predispoziția spre nevroze, reducerea puterii de concentrare, leziuni ale urechii și altele (proiectul Slawin și norma de recomandare ISO w 235 din 1961). Criteriile fiziologice de estimare a zgomotului mașinilor-unelte nu permit o apreciere tehnică a mersului silențios, deoarece se bazează pe determinarea nivelului presiunii acustice, care depinde în mare măsură de proprietățile acustice ale încăperii și de distanța la care se află sursa de zgomot.

Criteriile tehnice tind să raporteze zgomotul la intensitatea vibrațiilor din mașinile-unelte, în timp ce criteriile energetice constau în estimarea puterii acustice după puterea instalată a mașinii-unelte. Dacă se raportează puterea acustică N_a la puterea instalată a mașinii-unelte N, se obține indicele mersului silențios η_c al mașinii-unelte :

$$\eta_c = \frac{N_a}{N}$$

suficient de precis pentru a permite comparații și concluzii.

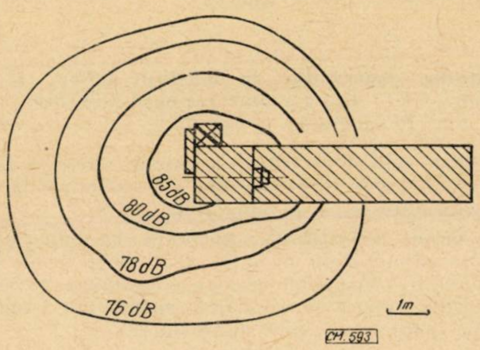


Fig. 2

Măsurările efectuate pe o gamă de strunguri de fabricație poloneză au condus la următoarele rezultate :

Tabela 1

Raza maximă de strunjire, mm	Puterea motorului, kW	N_a, W	N, W	η_c
250	2,5	$1{,}86 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{2}$	$1{,}8 \cdot 10^{-6}$
480	4,5	$3 \cdot 10^{-4}$	$8{,}8 \cdot 10^{2}$	$0{,}34 \cdot 10^{-6}$
900	15,0	$1{,}26 \cdot 10^{-2}$	$6{,}8 \cdot 10^{3}$	$1{,}85 \cdot 10^{-6}$
1 000	28,0	$4 \cdot 10^{-3}$	$6{,}1 \cdot 10^{3}$	$0{,}665 \cdot 10^{-6}$

Dispunerea cîmpului acustic diferă de la un tip de mașină-unealtă la altul, așa cum arată curbele de aceeași sonoritate prezentate în figura 1, pentru o mașină de alezat, și în figura 2, pentru un strung paralel TR 90.

Determinarea indicelui mersului silențios, completată cu analiza schemei cinematice a mașinii-unelte, permite o apreciere critică a principiilor constructive.

Suprafinisarea filierilor și poansoanelor din carbură de tungsten cu ajutorul diamantelor naturale. In : Rivista di ingegneria nr. 11, 1965.

Un nou procedeu (Verson Allsteel Press Company—Chicago) permite suprafinisarea filierelor și poansoanelor folosite în presele de extrudare la rece funcționînd la presiuni de la 12,7 pînă la 31,5 tf/cm^2.

Materialul utilizat pentru construcția pieselor este format din carburi sinterizate cu un conținut de 10—11 % cobalt și prezentînd o duritate ridicată.

Printr-o prelucrare atentă (și gradată) a poansonului și filierei se poate evita înlăturarea superficială a cobaltului, fapt care ar putea determina distrugerea pieselor datorită presiunii mari.

Fabrica menționată realizează poansoane avînd un diametru de 12,7 — 76,2 mm, menținînd toleranțele în limitele prescrise.

Pentru suprafinisare se pornește de la poansonul trefilat avînd un diametru de 14,27 mm, rectificîndu-l cu un disc din diamant natural pînă la diametrul de 13,16 mm.

Discul format din pulbere de diamant natural cu un liant rășinos are diametrul de 30,48 mm și lungimea de 12,7 mm. Turația discului este de 1 700 rot/min, iar a piesei de 160 rot/min.

Suportul se deplasează cu o viteză de 7,62 m/min, iar ca refrigerent se folosește apă cu un lichid antioxidant.

Racordările se realizează manual folosind un disc din același material, avînd diametrul de 17,78 mm și grosimea de 6,35 mm. Operația are loc într-o cameră specială cu atmosferă fără praf, pe un strung de turație variabilă, operatorul controlînd în mod continuu turația piesei.

Pentru operația de netezire se folosesc pulberi de diamant natural cu granulații diferite. Primele cinci (45, 30, 15 și 9 μm) în suspensie în ulei, iar ultima (1 μm) în apă. Operatorul controlează ca fiecare tip de pulbere să determine o preluare exactă de material superficial pentru a nu se compromite efectul tipului de pulbere următor. Grosimea totală a stratului preluat de cele șase tipuri de pulbere este de 0,025 mm.

Examenul metalografic realizat după aplicarea procedeului precizează posibilitatea obținerii unei suprafețe corecte fără deplasarea cobaltului.

Prelucrarea metalelor cu ajutorul fasciculului electronic. In : Rivista di meccanica, nr. 367, 1965.

Dezvoltarea rapidă a tehnicii și necesitatea de a prelucra materiale noi au determinat apariția în ultimul timp a unor noi metode de prelucrare.

Printre acestea se pot menționa : prelucrarea electrochimică, electrolitică, prelucrarea prin electroeroziune etc., un loc important în cadrul noilor procedee determinîndu-l prelucrarea prin fascicul electronic.

Primele studii referitoare la posibilitatea de utilizare a energiei cinetice a fasciculului electronic pentru prelucrarea metalelor apar în anul 1948. În 1957 este pus la punct procedeul de sudare respectiv, iar în prezent se găsește utilizat în industrie un divers utilaj bazat pe principiul considerat și care permite realizarea operațiilor de sudare, frezare, găurire sau topire a metalelor.

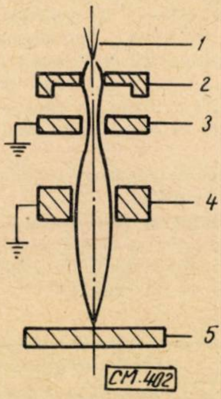


Fig. 1

În figura 1 apare schema de principiu a dispozitivului ce realizează fasciculul electronic și care se compune din filamentul *1*, grila *2*, anodul *3*, lentila electronică de focalizare *4* și piesa *5*. Anodul perforat permite trecerea electronilor accelerați de diferența de potențial dintre anod și catod, determinînd formarea fasciculului. Acesta este format dintr-un ansamblu de electroni de masă $m = 0{,}04.10^{-28}$ g deplasîndu-se cu viteza de $150.10^{3} - 200.10^{3}$ km/s în funcție de diferența de potențial ce poate varia între 30 și 150 kV.

Energia cinetică a electronului se transformă în momentul impactului în căldură și datorită numărului mare de electroni ce formează fasciculul, metalul se topește și se vaporizează. Operația decurge în impulsuri de o durată de $10^{-6} - 10^{-7}$ s separate prin intervale de $10^{-4} - 10^{-5}$ s.

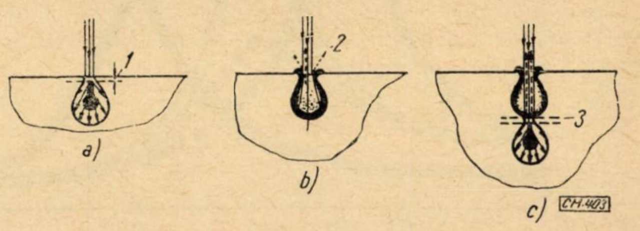


Fig. 2

În timpul primului impuls, electronii pătrund sub stratul superficial vaporizînd o mică masă de metal și rămînînd o zonă *1* neafectată (fig. 2, *a*). Presiunea vaporilor metalici acționează imediat asupra stratului superficial *1* rupîndu-l (fig. 2, *b*), vaporii ieșind din cavitate sub forma jetului *2*.

La al doilea impuls, fasciculul formează o a doua cavitate, sub prima, cele două cavități fiind separate prin zona *3* (fig. 2, *c*), care se rupe ca în primul caz. Acțiunea fasciculului se repetă succesiv pînă la adîncimea care e funcție de puterea fasciculului și de natura metalului.

Procedeul prezintă avantaje evidente, datorită caracteristicilor specifice ale fasciculului electronic: concentrarea maximă a energiei, suprafață vaporizată minimă, acțiune în adîncime fără pierderi de căldură, absența oxidării piesei prelucrate, posibilitatea de prelucrare a oricărui material, indiferent de caracteristicile fizice și mecanice respective.

De exemplu, la sudarea cu fascicul electronic, densitatea de energie este de 5×10^8 W/cm^2, pe cînd la sudarea cu arc nu se atinge decît 10^5 W/cm^2. În schimb, puterea necesară este relativ mai redusă.

Utilizînd metodele moderne ale opticii electronice se poate îngusta fasciculul astfel încît suprafața atacată să prezinte un diametru de 4 μm. Rezultă posibilitatea realizării unor lucrări excepțional de fine.

Adîncimea de găurire, pentru o diferență de potențial de 150 kV, poate atinge pînă la 30 mm în oțel.

Stabilizarea metalelor cu ajutorul vibrațiilor. In: La Machine-outil française, decembrie 1964.

Moleculele unei mase metalice oarecare prezintă o mișcare oscilatorie forțată dacă masa respectivă este pusă în contact cu o sursă de vibrații, viteza de propagare a undelor de oscilație în masa considerată fiind funcție de caracteristicile materialului respectiv.

Undele de oscilație pot fi longitudinale sau transversale, după cum mișcarea oscilatorie a moleculelor este paralelă sau normală pe direcția de propagare a undelor, amplitudinea oscilațiilor moleculare depinzînd atît de elasticitatea metalului, cît și de frecvența de excitație.

Dacă frecvența de excitație coincide cu frecvența proprie a piesei metalice apare fenomenul de rezonanță, cu condiția ca, în cazul cînd undele sînt longitudinale, lungimea presei să fie egală cu jumătatea lungimii de undă a oscilației de excitație sau cu un multiplu al acesteia.

În general, contracția datorită răcirii pieselor realizate prin turnare, matrițare, sudare etc., determină apariția tensiunilor interne, moleculele respective aflîndu-se într-o poziție diferită de cea de echilibru. Aplicîndu-se acestor molecule o mișcare oscilatorie, se poate obține o rapidă revenire la poziția de echilibru, eliminîndu-se astfel starea de tensionare. Procedeul, prezentînd în comparație cu cel termic incontestabilul avantaj al rapidității, este cunoscut de mai mult timp, fiind aplicat acum circa 25 de ani în Germania.

Instalațiile actuale comportă două oscilatoare electronice ca surse de vibrație, unul pentru oscilații longitudinale, iar al doilea pentru cele transversale. Frecvența de oscilație poate fi variată, fără a se atinge însă valoarea frecvenței de rezonanță; în caz contrar apar deformații permanente sau chiar ruperea pieselor respective.

Pentru aplicarea vibrațiilor, piesele sînt montate pe o masă vibrantă, controlîndu-se în tot timpul procesului dimensiunile respective; durata operației este variabilă (pînă la cîteva ore). Constanța dimensiunilor măsurate precizează dispariția tensiunilor interne.

Stadiul metodei de îmbinare prin difuziune a metalelor. G. Gaienne. In: Machinery, nr. 7, 1965.

Principial, metoda constă în presarea a două piese și încălzirea suprafețelor de atingere, astfel încît metalul din regiunea de contact difuzează, realizînd îmbinarea. Necesitatea de a realiza o difuziune cît mai bună a metalului în regiunea de contact a determinat realizarea unor numeroase încercări. În prezent, procedeele utilizate în cadrul metodei permit obținerea unor îmbinări fără demarcație vizibilă, mijloacele metalografice nepercepînd vreo discontinuitate.

Difuzarea optimă (maximă) se obține la o temperatură de aproximativ jumătate din cea de topire, presiunea și timpul de contact putînd varia însă între limite largi. De exemplu, s-au obținut îmbinări bune în 2 s, utilizînd o presiune de 1 400 kgf/cm^2 sau în 10 h folosind 0,14 kgf/cm^2.

Suprafețele de îmbinare trebuie să fie netede, paralele și bine curățate chimic, chiar înainte de începerea procesului, pentru a evita apariția oxizilor. Utilizarea unor anumiți catalizatori accelerează procesul de difuzare a metalului.

Utilajele de lucru folosite sînt cele prin care se realizează concomitent presiunea și temperatura necesară. Se folosesc astfel: prese pentru matrițare la cald și mai ales mașini speciale. În general, încălzirea se face prin rezistență electrică, zona de îmbinare găsindu-se într-o atmosferă de argon pentru a preîntîmpina eventuala oxidare; trebuie precizat că pînă în prezent, valoarea suprafețelor de contact nu depășește 13 cm^2, iar producția continuă a pieselor îmbinate astfel nu este încă pusă la punct.

Avantajele metodei sînt atît de evidente încît cercetările experimentale în legătură cu aspectele tehnologice se realizează simultan cu studiile pentru adaptarea la producția de serie.

Recenzii

E. Botez. **Bazele generării suprafeţelor pe maşinile-unelte.** Bucureşti, Ed. tehnică, 1966, 288 pag., 243 fig.

Lucrarea analizează modalităţile în care sînt generate suprafeţele pieselor prelucrate pe maşini-unelte, urmărind atît aspectul teoretic-geometric, cît şi aspectul real tehnic de execuţie prin aşchiere. Este împărţită în zece capitole.

După ce în capitolul 1 se prezintă scopul funcţionării piesei şi al suprafeţelor sale, cu indicarea posibilităţilor de reprezentare a suprafeţelor, în capitolul 2 se tratează problema generării teoretice a suprafeţelor. În primul rînd se precizează principalele elemente ale geometriei generării şi apoi se examinează caracteristicile curbelor generatoare şi directoare. Aceste considerente sînt aplicate în finalul capitolului la cîteva tipuri de suprafeţe : plane, cilindrice şi de revoluţie, complexe.

Capitolul 3 trece la generarea suprafeţelor reale, enumerînd pentru început noţiunile privind definirea acestora. Ca şi în capitolul precedent, în continuare sînt luate în discuţie curbele generatoare şi directoare (reale), după care se studiază cinematica procesului de aşchiere. În alte paragrafe sînt clarificate problemele vitezei de aşchiere, avansului şi vitezei de avans.

Capitolul 4 elaborează teoria lanţurilor cinematice generatoare. Pe lîngă prezentarea mecanismelor componente se insistă asupra caracteristicilor acestor lanţuri şi se evidenţiază asociaţiile dintre ele, condiţionate de rapoartele dintre mărimile de intrare şi ieşire sau numai dintre mărimile de ieşire.

Capitolul 5 (lanţuri cinematice tehnologice) cuprinde două părţi : lanţuri cinematice principale şi lanţuri cinematice de avans. În afara aspectelor de aceeaşi natură, cum sînt mărimile de ieşire, structura, ultimul mecanism al lanţului etc., sînt abordate şi cele specifice fiecăruia, de exemplu particularizarea raportului de variaţie a lanţului cinematic principal şi realizarea lanţului cinematic de avans cu mecanisme diferite.

Pe baza materialului anterior, capitolele 6—10 analizează lanţurile cinematice ale unor maşini-unelte.

Astfel, capitolul 6 este consacrat execuţiei filetului (lanţuri cinematice de filetare), examinînd geometria şi caracteristicile generării elicei, structura, ecuaţia de transfer, raportul şi mecanismele de reglare, filetarea cu directoare materializată. Cu acest prilej se dau valori practice pentru vitezele tehnologice utilizate la efectuarea operaţiei şi caracteristicile pasului unor filete.

Capitolul 7 se ocupă de lanţurile cinematice de detalonare, printre problemele dezvoltate reţinînd îndeosebi atenţia directoarea detalonării sculelor cu un număr oarecare de dinţi, frecvenţa repetării traiectoriei directoare şi mecanismele de reglare, iar capitolul 8 — de lanţurile cinematice de rulare, corespunzătoare diferitelor moduri de realizare (după curbe cicloidale, evolventă sau spaţiale).

Referitor la copiere, în capitolul 9 un loc important îl deţin sistemele de lanţuri cinematice avînd la bază principiile de execuţie mecanică, hidraulică şi electrică ; în ceea ce priveşte lanţurile cinematice de divizare, capitolul 10 tratează cazurile unghiului la centru constant şi variabil, descrie capetele şi platourile divizoare şi dă indicaţii asupra divizării rectilinii.

Lucrarea aduce o importantă contribuţie la ridicarea nivelului ştiinţific al construcţiei de maşini, conţinînd un material judicios organizat, care oferă posibilitatea de determinare a caracteristicilor oricărei maşini-unelte şi, ca urmare, de realizare şi folosire raţională a acestora. Ţinînd seamă de natura ciclică a procesului de aşchiere, în lucrare sînt puse în evidenţă aspecte noi, utile pentru cei care proiectează, construiesc şi exploatează maşinile-unelte, de exemplu precizarea diferenţelor dintre noţiunile de avans şi viteză de avans.

Revue roumaine des sciences techniques — Série de Mécanique appliquée. Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. **10**, nr. 2, 1965.

Static structures in which m plastic hinges occur simultaneously (Structuri statice în care apar simultan *m* articulaţii plastice) — M. Hangan.

Se studiază structurile statice în care, sub diferite diagrame de încărcare, acelaşi grup de articulaţii plastice pot apărea simultan. Se dau exemple numerice.

Critériums pour la résolution de l'équation d'équilibre plastique des dalles rectangulaires en béton armé (Criterii pentru rezolvarea ecuaţiei echilibrului plastic al plăcilor rectangulare din beton armat) — V. Petcu.

Se enunţă trei criterii pentru rezolvarea ecuaţiei de echilibru plastic al plăcilor de beton armat cu armătură încrucişată şi se demonstrează superioritatea criteriului redistribuţiei minime a eforturilor în raport cu celelalte două criterii.

On the mechanics of structural media. Noncorrelated fields. I (Asupra mecanicii mediilor structurale. Cîmpuri necorelate) — M. Mişicu.

Lucrarea generalizează problema enunţată folosind şi o serie de lucrări publicate anterior. Se dezvoltă analiza cîmpului cinematic şi dinamic în această primă parte a lucrării.

On the non-linear theory of thin elastic plane plates without considering Love-Kirchhoff's hypothesis (Asupra teoriei neliniare a plăcilor plane subţiri elastice fără considerare a ipotezelor lui Love-Kirchhoff) — V. Manca.

Folosind rezultate anterioare privitoare pe de o parte la ecuaţiile mişcării neliniare a unui mediu continuu deformabil şi pe de altă parte la formularea unei teorii a plăcilor plane subţiri în aproximaţie neliniară, lucrarea formulează o teorie a plăcilor plane subţiri elastice în aproximaţie neliniară. În final, expresiile ecuaţiilor care descriu starea încărcării datorită încovoierii acestor plăci sînt date în aproximaţie neliniară, determinarea fiind independentă de ipotezele lui Love-Kirchhoff.

Note on stresses in an elastic cone due to a nucleus of thermo-elastic strain placed on the axis (Notă asupra tensiunilor într-un con elastic, datorite unui nucleu de deformaţie termoelastic situat pe axă) — Madhab Chandra Bagchi (Calcutta).

Se studiază problema determinării tensiunilor într-un con elastic, în cazul în care există un nucleu de deformaţie termoelastic situat pe axa sa. În acest scop se foloseşte transformarea lui Mellin. Se determină valorile numerice ale tensiunilor radiale pe conturul conului.

Periodiceskie kolebaniia mehaniceskoi sistem s n stepeniami svoboda pri nalicii rezonansn ciastot (Oscilaţiile periodice ale sistemului mecanic cu *n* grade de libertate în prezenţa frecvenţelor de rezonanţă) — G. V. Plotnikova (Moscova) şi D. D. Bainov (Sofia).

Se examinează sistemul mecanic cu *n* grade de libertate ale căror ecuaţii de mişcare au o formă dată. S-au determinat structura şi condiţiile de existenţă a soluţiilor periodice ale sistemului în prezenţa unui număr de frecvenţe de rezonanţă mai mic decît numărul gradelor de libertate.

Method of compound accelerations in the plane kinematic chains (Metoda acceleraţiilor compuse în lanţul cinematic plan) — Chr. Pelecudi.

Prin introducerea vectorului acceleraţiei compuse, definit în lucrare, distribuţiile respective capătă aceleaşi proprietăţi ca şi distribuţiile de viteze, astfel încît se pot aplica metodele simple de calcul al acestora din urmă.

On the improvement of the turbulent lubrication theory, by using the miking-lenghth hypothesis (Asupra îmbunătăţirii teoriei lubrificaţiei în regim turbulent cu ajutorul ipotezei lungimii de amestec) — V. N. Constantinescu.

Se analizează teoria lubrificaţiei în regim turbulent, arătîndu-se că ipoteza lungimii de amestecare poate fi considerată o metodă utilă pentru dezvoltarea unei teorii coerente a lubrificaţiei în regim turbulent. De asemenea, se dau unele relaţii mai precise pentru calculul unor parametri şi se prezintă unele consideraţii asupra determinării constantei care defineşte lungimea de amestecare şi asupra folosirii ipotezei lungimii de amestecare la curgerile tridimensionale.

On the calculus of lubrication systems with fluid lubricants (Asupra calculului sistemelor de ungere cu lubrifianţi fluizi) — Al. Nica.

Se prezintă o metodă pentru determinarea pierderilor de sarcină în conductele sistemelor de ungere cu lubrifianţi fluizi. Se iau în considerare unele cazuri simple şi se stabilesc relaţiile pentru parametrii lor caracteristici. Se prezintă o metodă generală pentru calculul debitelor şi se dau exemple numerice.

Friction and wear aspects in the molybdenum disulfide lubrication (Aspecte ale frecării şi uzurii în cazul lubrificării cu bisulfură de molibden) — Olga Biţă şi I. Dincă.

Se prezintă cîteva observaţii şi rezultate experimentale despre influenţa MoS_2, naturală şi sintetică, cu puritate şi granulaţie diferite, exercitată asupra frecării şi uzurii suprafeţelor metalice supuse încercării în condiţii variabile.

Sur l'écoulement transitoire des gaz par des conduites (Asupra curgerii tranzitorii a gazelor prin conducte) — H. Pascal.

Se studiază curgerea tranzitorie a gazelor prin conducte (pipe-line) în anumite cazuri întîlnite în practica transporturilor. Pentru rezolvarea ecuaţiilor care descriu curgerea nestaţionară se aplică metoda perturbaţiilor. În acest mod, problema stabilirii soluţiei ecuaţiei neliniare a fost redusă la rezolvarea unui sistem de ecuaţii liniare cu derivate parţiale.

Sur une classe d'ailes della à incidence et pente variables d'après des fonctions homogènes, en régime supersonique (Asupra unei clase de aripi delta cu incidenţă şi pantă variabile după funcţii omogene, în regim supersonic) — E. Carafoli şi S. Mateescu.

Se aplică mişcările conice de ordin superior la studiul aripilor triunghiulare cu incidenţă şi pantă variabile după funcţii omogene de ordine diferite.

Revue roumaine des sciences techniques — Série de Mécanique appliquée. Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom **10**, nr. 3, 1965.

General correlated fields of structural mechanics. II (Teoria corelată a mecanicii mediilor structurale) — M. Mişicu.

Se studiază ecuaţiile constitutive ale mediilor structurale cu proprietăţi elastice şi ereditare în cadrul teoriei de ordinul întîi şi doi.

Die Wechselwirkung erzwungener und parametererregter Schwingungen bei flachen Schalen (Interacţiunea vibraţiilor forţate şi excitate parametric în plăci subţiri de curbură mică) — G. Schmidt (Berlin).

Se studiază oscilaţiile parametrice ale plăcilor de curbură mică sub efectul forţelor pulsatorii. Cu ajutorul metodei ecuaţiilor integrale se rezolvă ecuaţiile diferenţiale neliniare ale problemei şi se determină influenţa inerţiei longitudinale.

Thermoelastic stresses in an infinite a elotropic shab which rests on an insulating base and has a nucleus of heat at the upper surface (Eforturile termoelastice într-o placă anizotropă infinită aşezată pe o bază izolantă, avînd un nucleu termic la suprafaţa superioară) — Madhab, Chandra Bagchi (Calcutta).

Se determină eforturile într-o placă infinită, din material cu izotropie transversală, în cazul în care o parte redusă a suprafeţei superioare a plăcii este încălzită, placa fiind aşezată pe un plan izolator.

Longitudinal propagation of elastic disturbance in a conical rod with varying elasticity (Propagarea longitudinală a perturbaţiei elastice într-o bară conică cu elasticitate variabilă) — S. P. Sur (Calcutta).

Se studiază perturbaţiile elastice într-o bară conică cu elasticitate variabilă ca o problemă unidimensională. Problema este rezolvată pentru trei condiţii diferite la extremităţi, aplicate la una din extremităţi, cealaltă fiind liberă.

Zusammengesetzte Beschleunigungen höherer Ordnung in ebenen kinematischen Ketten (Acceleraţii superioare compuse în lanţurile cinematice plane) — Chr. Pelecudi.

Folosind acceleraţia superioară compusă, distribuţia acceleraţiilor are aceleaşi proprietăţi ca şi distribuţia vitezelor, ceea ce simplifică analiza şi sinteza lanţurilor cinematice.

Extension of conical motions to quasi-conical motions (Extinderea curgerilor conice la curgerile cvasiconice) — E. Carafoli.

Se tratează aerodinamica aripilor cu bordurile de atac curbe. Autorul extinde curgerile conice şi curgerile conice de ordin superior la curgerile numite cvasiconice şi stabileşte formule explicite pentru calculul presiunii pe suprafaţa aripilor menţionate.

Sur l'écoulement des jets plans dans le voisinage des parois solides au profil divergent. L'effet Coandă (Asupra curgerii jeturilor plane în vecinătatea pereţilor solizi cu profil divergent. Efectul Coandă) — C. Teodorescu-Ţintea.

Se expune o metodă de calcul al curgerii jeturilor plane în lungul voleţilor Coandă cu profil oarecare. Formulele astfel obţinute permit să se determine geometria curgerii, forţele gazodinamice care solicită voletul şi eficienţa teoretică a curgerii.

Résolution numérique des équations de l'écoulement non-stationnaire des gaz par des conduites principales pipe-lines (Rezolvarea numerică a ecuaţiilor curgerii nestaţionare a gazelor prin conducte principale pipe-lines) — H. Pascal şi F. Munteanu.

Se prezintă rezolvarea numerică a ecuaţiilor care descriu curgerea nestaţionară a gazelor prin conductele de lungime mare, aplicînd în acest scop metoda dreptelor. Se obţin soluţiile problemelor care apar la transportul gazelor, în cazul în care condiţiile la limită sînt funcţie oarecare de timp.

On the study of dynamic stability conditions of selfacting gaslubrificated journal bearings (Asupra studiului condiţiilor de stabilitate dinamică a palierelor lubrificate cu gaze) — V. N. Constantinescu.

Se determină caracteristicile dinamice şi coeficienţii ecuaţiei de stabilitate pentru palierele circulare lubrificate cu gaze. Se determină condiţiile de stabilitate pentru palierele cu lăţime infinită, punînd în evidenţă influenţa exercitată de unii parametri constructivi şi funcţionali.

On the dependence of the initial wear on the mechanical and chemical factors in the case of semifluid or boundary sliding friction (Asupra dependenţei uzurii iniţiale asupra factorilor mecanici şi chimici în cazul frecării de alunecare semifluide sau limită) — D. Pavelescu.

Se studiază uzura iniţială (rodajul) micro- şi macrogeometriei cu ajutorul a două instalaţii de măsurare, folosind anumiţi aditivi de extremă presiune care dezvoltă o dublă acţiune. Metodele sînt : cu trasori radioactivi şi gravimetrică. Acţiunea antiuzură a aditivilor permite prelungirea perioadei de uzură iniţială, în timp ce acţiunea lor antigripaj permite folosirea încărcărilor mai mari în timpul perioadei de rodaj.

Contribution au calcul des pertes volumétriques par le jeu frontal des pompes à engrenage (Contribuţie la calculul scăpărilor prin jocul frontal al pompelor cu angrenaje) — M. P. Popov, S. Gogonea şi I. Mitrică.

Se studiază mişcarea fluidului în jocul frontal şi se stabilesc formulele pentru debitul pierdut din cauza acestui joc.

La montée en temps minimum des fusées (Urcarea în durată minimă a fuzeelor) — Al. Marinescu.

Electrical correction circuits for reducing the rise time of some mechanical transducers (Circuite electrice de corecţie pentru reducerea timpului de răspuns al unor traductoare mecanice) — A. Zaharescu.

Revue roumaine des sciences techniques — Série de mécanique appliquée. Tom. **10**, nr. 4, 1965.

Approximations d'ordre supérieur dans l'étude des mouvements perturbés de oscillateurs (Aproximări de ordin superior în studiul mişcăriilor perturbate ale oscilaţiilor) — D. Mangeron şi R. Chaléat.

Se reia studiul primei aproximări a teoriei perturbaţiilor oscilaţiilor, expunîndu-l în mod riguros prin folosirea simultană a metodelor variaţiei constantelor şi aproximărilor succesive. S-au dedus a doua şi a treia aproximare a perturbaţiilor de amplitudine şi de perioadă. Rezultatele obţinute se aplică la unele probleme importante ale mecanicii neliniare.

Continuous beam on elastic supports of given length (Grinda continuă pe reazeme elastice de lungime dată) — Gh. Buzdugan şi Lucia Fetcu.

Autorii prezintă o metodă de calcul pentru determinarea eforturilor şi deformaţiilor care apar într-o grindă continuă rezemată pe un număr oarecare de reazeme elastice lungi, solicitate la încovoiere. Metoda propusă este exemplificată printr-un caz particular de grindă continuă, în care s-a făcut analiza influenţei exercitate de variaţia lungimii şi elasticităţii reazemelor.

The non-linear elasticity of materials with partially constrained internal rotations (Medii elastice cu rotaţii parţial constrînse. Teoria neliniară) — M. Mişicu.

Se defineşte modelul elastic corespunzînd la unele efecte de asimetrie date prin rotaţii parţial constrînse. Se elaborează teoria liniară şi neliniară pentru mediile izotrope.

Non-linear large-deflection theory of websplates with residual stresses (Teoria neliniară a deformaţiilor mari ale inimilor grinzilor cu constrîngeri reziduale) — M. Skaloud (Praga) şi J. Donea (Liège).

Se examinează influenţa asupra tensiunii critice şi asupra comportării postcritice a inimilor într-un cîmp de tensiuni reziduale. Se arată în special că tensiunile reziduale pot în anumite cazuri să constituie o preconstrîngere reală.

Calcul numérique des coques surbaissées en forme de paraboloide de révolution sur contour rhombique (Calcul numeric al cocilor paraboloide pe contur rombic) — M. Soare.

Rigid spherical inclusion in semi-infinite solid (Incluzie sferică rigidă într-un solid semiinfinit) — S. C. Das şi R. Subramanian (Madras).

Se folosesc coordonate bisferice pentru a obţine eforturile într-un solid elastic semiinfinit, omogen şi izotrop, combinînd o incluzie sferică rigidă, în cazul în care solidul este supus unei sarcini aplicate într-un punct perpendicular pe conturul plan. Soluţia este dată sub formă de serii. Se dau de asemenea rezultate numerice.

Le calcul élastique des arcs circulaires sollicités par des pressions variables (Calculul elastic al arcurilor circulare solicitate de presiuni variabile) — R. Prişcu şi M. Constantinescu.

Plecînd de la ecuaţiile generale ale elasticităţii, se studiază starea de tensiune a arcurilor circulare solicitate de presiuni care variază după o lege cosinusoidală. Pentru arcurile groase se scot în evidenţă diferenţele care privesc distribuţia şi mărimea eforturilor care apar în comparaţie cu rezultatele obţinute prin metodele obişnuite de calcul.

Note on twisting of a non-homogeneous circular cylinder acted upon by a couple at one end, the other end being fixed (Notă asupra torsiunii unui cilindru circular neomogen, cu un capăt supus la un cuplu şi cu celălalt capăt fixat) Karuna Kanta Ray (Calcutta).

Se obţine soluţia pentru eforturile într-un cilindru circular neomogen cu un capăt supus unui cuplu şi celălalt capăt fixat şi a cărui suprafaţă curbată este liberă. Se dă un exemplu de calcul numeric.

Stress distribution due to a nucleus of thermo-elastic strain placed at the centre of an elliptic insert in an infinite plate of a different elastic material (Distribuţia eforturilor datorite unui nucleu de deformare termoelastic aşezat în centrul unei incluziuni eliptice a unei plăci infinite din material elastic diferit) — S. K. Pan (Calcutta).

Soluţia problemei se obţine cu ajutorul funcţiei de tensiune a lui Airy. Se dau formulele explicite în coordonate eliptice pentru componentele tensiunii pe centrul incluziunii.

Systématisation et classification des mécanismes — moteurs plans articulés, à deux degrés de mobilité, total et partiel (Sistematizarea şi clasificarea mecanismelor — motoare plane articulate) — N. I. Manolescu.

Se stabilesc zece teoreme privind definirea lanţurilor, mecanismelor şi mecanismelor-motoare plane articulate cu cinci grade de libertate, respectiv cu două grade de mobilitate; „total" şi „parţial" reprezintă modul de alegere a elementelor cinematice motoare. Apoi se determină numărul de variante distincte în funcţie de numărul total de elemente cinematice ale mecanismului motor.

Characteristics points of higher order compoune accelerations (Punctele caracteristice ale acceleraţiilor compuse de ordin superior) — Chr. Pelecudi.

Se analizează poziţionarea punctelor caracteristice ale acceleraţiilor compuse de ordin superior.

Mécanismes à commande logique avec des éléments rigides et élastiques (Mecanisme cu comandă logică cu elemente rigide şi elastice) — I. Szekeli, T. Mureşan şi M. Leluţiu.

Se prezintă unele mecanisme originale cu elemente rigide şi elastice, de tip discontinuu.

On the surfaces of equal pressure and the equilibrium of the world ocean (Asupra suprafeţei de egală presiune şi echilibrul oceanelor) — M. Arkhangelsky (Argentina).

Se aduce o contribuţie la studiul formelor de echilibru al unei mase fluide în rotaţie.

Revue roumaine des sciences techniques — Série Électrotechnique et énergétique. Tom. **10**, nr. 1, 1965.

Auf dem abgeflachten Modellstab beruhende genaue Berechnung des Formfaktors des äquivalenten Einsatzwiderstandes einseloser Induktionsöfen (Calculul exact al rezistenţei echivalente a sarcinii cuptoarelor de inducţie fără miez de fier, plecînd de la un model de forma unei bare aplatisate) — R. Răduleţ şi C. I. Mocanu.

Iteration method for the study of the skin effect in straight conductors (O metodă de iteraţie pentru studiul efectului pelicular în conductorii masivi drepţi) — A. Timotin.

La dispersion et le refoulement du courant harmonique dans les conducteurs cylindriques droits, des sections avec variation discontinue (Dispersia şi refularea curentului armonic în conductorii cilindrici drepţi, cu secţiuni cu variaţie discontinuă) — C. Nemoianu.

Le calcul de la résistance en alternatif des barres à section polygonale au refoulement net du courant électrique (Calculul rezistenţei în alternativ al barelor cu secţiune poligonală la refularea netă a curentului electric) — C. I. Mocanu.

Sur la transformation directe des forces électromagnétiques pulsatoires en forces alternatives (Asupra transformării directe a forţelor electromagnetice pulsatorii în forţe alternative) — M. Marinescu.

Sur la loi de variation de l'entrefer de la machine synchrone à pôles saillants (Asupra legii de variaţie a întrefierului maşinii sincrone) — A. Moraru.

The REI scheme and the nodal images obtained without calculation by determining the short circuit currents with the help of digital computers (Schemele REI şi imaginile nodale obţinute simultan cu calculele curenţilor de scurtcircuit) — P. Dimo, D. Moraite şi S. Hückert.

Analiticeskii metod optimizaţii temperaturi reghenerativnogo podogreva pitatelnoi vod na kombinirovanni atomi elektrostanţia (O metodă analitică de optimizare a temperaturii apei de alimentare în centralele atomoelectrice combinate) — C. Haiduc.

Se prezintă o metodă analitică pentru determinarea temperaturii optime a apei de alimentare pentru o centrală atomoelectrică. Relaţia pentru determinarea temperaturii este obţinută în condiţiile de randament termic maxim şi, de asemenea, ţinînd seamă de consideraţiile tehnice şi economice ale centralei. Relaţiile au o mare precizie şi pot fi utilizate pentru alte tipuri de centrale.

Le calcul de l'évolution de combustion d'un moteur à allumage commandé à l'aide des diagrammes thermodynamiques (Calculul evoluţiei de ardere într-un motor cu aprindere prin scînteie, cu ajutorul diagramelor termodinamice) — C. A. Vasilescu.

Se prezintă o metodă de calcul pe tranşe a evoluţiei de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie, care ţine seamă de comportarea termodinamică reală a gazelor, de disociere, de arhitectura camerei de ardere şi de schimbul de căldură cu pereţii. Calculul foloseşte diagrame entropice pentru amestecul proaspăt şi pentru produsele arderii.

Sur la détermination de la longueur des flammes turbulentes de diffusion (Asupra determinării lungimii flăcărilor turbulente de difuzie) — D. Grecov şi I. Iordache.

Se expune modul de calcul al lungimii flăcărilor turbulente de difuzie în cazul jeturilor asociate, folosind valorile medii ale parametrilor în jeturi.

Kriterielle Abhängigkeit geometrische Simplexe — Betriebsparameter für die Stormungsmodellirung der Horizontal-Zyklon-

feuerungen (Interdependenţa simplexurilor geometrici şi parametrilor de funcţionare în cazul modelării aerodinamice a focarului — ciclon orizontal) — N. Pănoi, I. Carabogdan, G. Singer şi C. Crăciuneanu.

Se prezintă interdependenţa parametrilor constructivi şi funcţionali pentru modelarea izotermică şi monofazică a focarului-ciclon orizontal. Se propun relaţii pentru calculul parametrilor funcţionali pe baza caracteristicilor geometrice. Se analizează influenţa parametrilor funcţionali asupra componentelor vitezei în focar.

La distance d'accrochage du front de flamme stabilisée sur une grille (Distanţa de fixare a frontului flăcării stabilizate pe un grătar) — N. Antonescu şi I. Răduiescu.

Experienţele arată existenţa unei distanţe minime pentru dozaje corespunzătoare energiei minime de aprindere.

Revue roumaine des sciences techniques — Série Électrotechnique et énergétique. Tom. **10**, nr. 2, 1965.

Die Invarianten ausgleichender Vorgänge (Invarianţii fenomenelor tranzitorii) — A. Avramescu.

Intensité et induction dans les champs de force (Intensitate şi inducţie în cîmpurile de forţă) — R. Răduleţ şi Ş. Ţiţeica.

Le refoulement du courant harmonique d'adduction dans les conducteurs droits à symétrie plane, des sections avec variation discontinue (Refularea curentului armonic de aducţie în conductorii drepţi cu simetrie plană cu secţiuni cu variaţie discontinuă) — C. Nemoianu.

The analogue treatment of magnetic field in solid iron (Tratamentul analog al cîmpului magnetic) — C. V. Bălă şi S. St. Gheţaru.

Critères pour l'optimisation de la réponse du réglage des réseaux aux fluctuations de la consommation (Criterii pentru optimizarea răspunsului reglajului reţelelor) — Ec. Arie şi M. Pomîrleanu.

Hyperstability of control systems with variable coefficients (Stabilitatea sistemelor automatice cu coeficienţi variabili) — V. M. Popov.

Recherche d'un programme optimal pour le développement des centrales électriques et thermiques (Cercetarea unui program optimal pentru dezvoltarea centralelor electrice şi termice) — M. Petcu.

Rascet neravi omernosti toplovidelenia v kipiasi reactora s iadernim peregrevom para (Calculul variaţiilor degajării termice în reactoarele fierbătoare cu supraîncălzire nucleară a vaporilor) — C. Haiduc.

Sur une méthode de détérmination de la caractéristique universelle du compresseur centrifuge (Asupra unei metode de determinare a caracteristicilor universale a compresorului centrifug) — V. Pimsner.

Autorul prezintă o metodă de determinare cu caracteristici universale a unui compresor centrifug ale cărui dimensiuni şi performanţe la regimul nominal sînt cunoscute. Pe baza interpretării datelor experimentale şi a particularităţilor procesului de lucru se stabilesc mărimile principale, care precizează valoarea parametrilor de similitudine, şi se stabilesc relaţiile de calcul, a căror precizie este influenţată de măsura în care valorile folosite reflectă procesul de lucru al compresorului.

Ustoicivosti diffuzionnogo plameni v gazovih toplivni struiah (Stabilitatea flăcărilor difuzive cu jeturi libere de combustibil gazos) — D. Grecov, I. Iordache şi E. Guţu.

Modelul fizic şi condiţiile de echilibru pentru stabilitatea flăcărilor permit să se obţină relaţii pentru calculul vitezelor de rupere şi desprindere a flăcărilor de difuzie.

Verbrennungsdauer fester Brennstoffpartikeln und Einfluss von Formfaktoren (Durata de ardere a unei particule de combustibil solid şi influenţa factorilor geometrici) — I. Carabogdan.

Pe baza ecuaţiei generale a fluxului de difuzie de un anumit tip de moleculă se calculează relaţiile teoretice ale duratei necesare de ardere a materiilor volatile şi reziduului carbonos al unei particule de combustibil solid, ca şi dependenţa duratei de ardere în funcţie de caracteristica geometrică a combustibilului pulverizat. Se prezintă o metodă de calcul al diametrului mediu corectat, ţinînd seamă de deviaţia de la forma sferică şi de frecvenţa dimensiunii particulei în limitele fracţiunii granulometrice studiate. Arderea materiilor volatile, ca şi aceea a reziduului carbonos se dezvoltă în domeniul difuziv. Rezultatele experimentale confirmă ipotezele teoretice, pe baza cărora s-a stabilit că durata de ardere este proporţională pătratului caracteristicii geometrice a particulei luate în considerare.

Laborversuch zur Entschwefelung von Fliessbettkoks (Încercare de laborator pentru desulfurizarea cocsului obţinut în pat fluidizat) — I. Nistor, I. Hristescu şi M. Rosenberg.

Studii şi cercetări de metalurgie — Editura Academiei Republicii Socialiste România. Tom. **10**, nr. 2, 1965.

Adsorbţia aurocianurii din soluţii industriale de către anioniţi, de S. A. Tătaru.

Contribuţii la studiul procesului de preparare a nisipurilor cuarţoase prin metoda abraziunii, de M. Badea.

Refractaritatea şi sistemul periodic al elementelor, de Al. Braniski.

Determinarea evoluţiei fazelor solide în procesul oxidării sulfurilor metalelor grele. E. Pincovschi.

Consideraţii asupra oxidabilităţii zgurelor din cuptoarele Martin bazice, de V. Olteanu.

Influenţa numărului de treceri la laminare asupra rezistenţei, plasticităţii, microstructurii şi structurii cristaline fine ale oţelurilor silicioase supuse tratamentului termomecanic la temperaturi superioare (TTMTS), de Nicolae Sassu.

Probleme actuale de calcul al arcurilor elicoidale de întindere-compresiune, de S. D. Ponomarev.

Consideraţii asupra reproducerii scării de duritate Brinell, de M. Raţiu şi V. Lambert.

O contribuţie la studiul influenţei cuprului asupra caracteristicilor mecanice ale oţelului OLC 35, de E. Ioviţiu.

Cercetări privind fragilitatea de fluaj a două oţeluri termostabile aliate cu crom, de A. Constantinescu şi N. Laşcu-Simion.

Contribuţii la cunoaşterea cauzelor fisurării încetinite în zona de transformare a îmbinărilor sudate ale oţelurilor de înaltă rezistenţă, de L. Cabelka şi C. Million.

Sudabilitatea metalurgică a oţelurilor cu 12% Cr (modificate) şi a celor cu 13% Cr (clasice) în stare turnată, de Jaroslav Koutsky şi Vaclav Pilous.

Contribuţii la studiul distrugerii prin cavitaţie a unor oţeluri obţinute prin aliere în arcul electric, de Mircea Hrelescu, Alexandru Vas, Leonard Lipovan şi Friedrich Bär.

G. A. Navroţkii. **Automate de matriţare pentru forjă** (Kuznecinostampovocinîe avtomatî). Moscova, Maşinostroenie, 1965, 424 pag., 231 fig.

Lucrarea se ocupă de diferitele tipuri de automate de matriţare pentru forjă, sovietice şi de altă fabricaţie, în cadrul a şase capitole.

Capitolul I se referă la clasificarea şi principiul de funcţionare al automatelor de matriţare, în conformitate cu traiectoria de mişcare a organului de lucru. În acest sens se prezintă schemele fundamentale ale acestor automate şi se dau relaţii de calcul pentru parametrii ce caracterizează procesul de execuţie : productivitatea teoretică, coeficientul de utilizare a ciclului etc.

Capitolul II este consacrat maşinilor automate monopoziţionale de presare. În primul rînd sînt examinate presele de refulare la rece cu matriţe unitare cu una, două şi trei lovituri şi apoi automatele pentru matriţarea bilelor şi rolelor, pentru fiecare fiind descrise schemele cinematice, mecanismele de transmisie şi alte elemente componente. În continuare se trece la presele de refulare la rece cu matriţe divizate, un loc important fiind deţinut de presa cu două lovituri model A 166 utilizată la execuţia semifabricatelor pentru şuruburi cu diametrul mai mic de 25 mm. În ultimul paragraf sînt luate în considerare presele pentru cuie cu diametrul cuprins între 0,7 şi 6 mm.

Capitolul III tratează maşinile automate multipoziţionale de presare, clasificate în două grupe : pentru prese de formă axială (cu $l/d > 1{,}7$, unde l este lungimea şi d — diametrul mediu) şi pentru piese scurte (piuliţe, inele, bucşe etc.). În ambele cazuri se precizează parametrii de bază, utilizarea tehnologică, schemele cinematice şi diagramele ciclului de lucru. Capitolul este îmbogăţit cu numeroase date practice privind caracteristicile tehnice ale automatelor din domeniul abordat.

Capitolul IV cuprinde elemente de calcul şi studiu pentru maşinile automate de presare. Se prezintă astfel procedeele de determinare a forţei de deformaţie, a presiunii pe calea de ghidare şi a momentului de răsucire. Pentru mecanismul de lucru se elaborează un calcul cinematic şi cinetostatic; paragrafe speciale sînt destinate transmisiei, mecanismelor de alimentare cu materiale, batiurilor, mecanismelor pentru tăierea şi transportul semifabricatelor.

Capitolul V se ocupă de automate pentru îndoit. Pe lîngă particularităţile constructive şi de calcul ale automatelor universale de îndoit, se acordă o atenţie deosebită celor specializate. Menţionăm dintre acestea automatele pentru înfăşurarea arcurilor şi pentru fabricarea şaibelor Grower.

Capitolul VI se referă la presele automate multipoziţionale pentru table. Noţiunile generale şi caracteristicile procesului tehnologic de matriţare a tablelor sînt urmate de studiul mecanismelor de alimentare şi de transport al semifabricatelor şi, în paragraful final, de dispozitivele de siguranţă.

Lucrarea dezvoltă problemele de construcţie şi funcţionare a automatelor de matriţare la un nivel teoretic superior şi este îmbogăţită cu date practice de proiectare şi exploatare, fiind astfel utilă cadrelor tehnico-inginereşti de specialitate.

Cronică

A X-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din Bucureşti

Între 27 şi 29 mai a.c. a avut loc cea de-a X-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej“ din Bucureşti. Lucrările s-au desfăşurat în 27 de secţii, în cadrul cărora s-au prezentat peste 400 de comunicări susţinute de cadrele didactice din institut, din alte institute de învăţămînt tehnic superior din ţară, cadre de cercetare din unităţile Academiei Republicii Socialiste România şi din cele departamentale, cum şi specialişti din producţie, multe dintre comunicări fiind rodul colaborării dintre aceste unităţi.

Au fost prezentate probleme care se referă atît la cercetarea fundamentală, cît şi la cea aplicativă; multe dintre lucrările prezentate au fost generate de producţie şi şi-au găsit aplicarea în producţie.

După cuvîntul de deschidere rostit de prof. ing. C. Dinculescu, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, rectorul institutului, şi după prezentarea în cadrul şedinţei de deschidere a comunicării „Specii de cercetări ştiinţifice şi mijloace de efectuare a lor, de acad. prof. dr. docent Remus Răduleţ, s-au prezentat comunicările pe secţii.

Dintre cele care interesează în primul rînd industria construcţiilor de maşini s-au remarcat următoarele comunicări :

— Contribuţii la studiul atenuării sunetului prin ecrane de dimensiuni semifabricate, de conf. *A. Stan*, *M. Grumăzescu* şi *L. Matei.*

— Principii de utilizare şi proiectare economică a agregatelor, de conf. *O. Rădulescu.*

— Mecanisme pentru sudarea automată a porţiunilor eliptice la recipienţii chimici, de prof. *N. Manolescu*, ing. *M. Dranga*, ing. *P. Antonescu* şi ing. *St. Cepleu.*

— Utilizări noi ale mecanismelor cardanice, de *Fl. Dudiţă.*

— Cu privire la sinteza mecanismelor cu came cu turaţii înalte utilizate în maşinile moderne, de ing. *Iclanda Roban* şi ing. *I. Tempea.*

— Vibraţii transversale ale grinzii pe două reazeme elastice lungi, de prof. *Gh. Buzdugan*, ing. *M. Blumenfeld*, ing. *L. Stoicescu* şi ing. *Lucia Fetcu.*

— Divergenţa aeroelastică a suprafeţelor portante datorită portanţei şi rezistenţei la înaintare, de conf. *A. Petre.*

— Efectul deformaţiilor datorit portanţei şi rezistenţei la înaintare, asupra stabilităţii statice a avioanelor, de conf. *A. Petre.*

— Efectul maselor concentrate asupra vibraţiilor libere ale barelor cu pereţi subţiri avînd profilul închis, de ing. *T. Pană.*

— Teoria de rezistenţă, de maior ing. *D. Coroş* — Ministerul Forţelor Armate ale Republicii Socialiste România.

— Caracteristici mecanice ale materialelor abrazive cu liant de bachelită, de ing. *V. Bogdan*, ing. *Oltea Bogdan* şi ing. *F. Heltay* — Uzinele Carbochim, Cluj.

— Repartiţia aerostatică a sarcinilor aerodinamice datorită portanţei şi rezistenţei la înaintare, de conf. ing. *A. Petre.*

— Influenţa pragurilor de turbulenţă asupra mişcării radiale a încărcăturii proaspete din cilindrul motorului, de prof. *G. Bărănescu*, prof. *C. Aramă*, prof. *C. Ghiulai*, conf. *T. Dudaş*, conf. ing. *B. Grünwald*, ing. *N. Apostolescu*, ing. *A. Manole*, ing. *Gh. Cazan*, ing. *Rodica Maniţiu*, ing. *D. Taraza*, ing. *Gh. Zătreanu* şi ing. *C. Dobre.*

— Temperatura optimă de evacuare a gazelor de ardere din agregatele de cazane, de prof. *M. Postelnicescu.*

— Trei metode de determinare prin calcul a cantităţii de amestec proaspăt sau de aer ce intră în timpul admisiunii în cilindrul motorului cu ardere internă, de prof. dr. docent *A. Stambuleanu.*

— Alegerea gradului de admisiune de la treptele de reglaj ale turbinelor, de prof. *A. Seleşteanu.*

— Determinarea parametrilor constructivi optimi pentru instalaţia de forţare a motoarelor turboreactoare cu dublu flux, de prof. *A. Stratilescu.*

— Cu privire la dimensionarea segmenţilor de piston cu presiune variabilă, de prof. *G. Bărănescu*, ing. *Rodica Maniţiu* şi ing. *C. Dobre.*

— Îmbunătăţirea caracteristicilor de reglaj al motorului de la tractorul U-650, de ing. *L. Doinaru*, ing. *H. Horeanga* şi ing. *C. Răducănoiu.*

— O teorie a echilibrajului motoarelor cu două linii de cilindri — şi Stabilirea unghiului dintre liniile de cilindri şi a stelei manivelelor la motoarele în V în patru timpi cu aprinderi uniform repartizate, de prof. *G. Bărănescu* şi ing. *Gh. Zătreanu.*

— Influenţa unor factori ai regimului de funcţionare asupra solicitării termice a unui motor cu aprindere cu compresiune cu injecţie directă, de ing. *N. Băţagă,* ing. *T. Carpiuc* şi ing. *St. Kovacs.*

— Contribuţii la determinarea unor soluţii de arbori cotiţi pentru motoare policilindrice cu un număr impar de cilindri — şi Îmbunătăţirea echilibrajului motoarelor cu ardere internă policilindrice în linie prin plasarea cilindrilor consecutiv la distanţe inegale, de prof. *G. Bărănescu* şi ing. *D. Taraza.*

— Analiza proceselor dinamice din instalaţia de injecţie prevăzută cu pompă cu pistoane rotative, de prof. *G. Bărănescu,* conf. *T. Dudaş* şi ing. *A. Manole.*

— Performanţele compresorului centrifug la sarcini parţiale, de conf. dr. ing. *V. Pimsner.*

— Studiul posibilităţii de aplicare a legilor similitudinii la faza de ardere a ciclului motoarelor Diesel, de ing. *M. Năstase.*

— Studiul teoretic şi experimental al uzurii lichidelor reale prin labirintul drept şi fără şicane, de acad. prof. dr. docent *D. Dumitrescu* şi conf. ing. *M. Cazacu.*

— Studiul standului de medie presiune din noul laborator de maşini hidraulice I.P.B., de prof. dr. docent *D. Pavel.*

— Condiţii la limită în mişcarea unui fluid vîscos între suprafeţe curbe oarecare, de prof. *N. Tipei.*

— Mişcări potenţiale axial simetrice în jurul carenelor deschise, cu condiţii la limită corespunzătoare turbomaşinilor radiale (centrifuge) de lucru, de conf. *D. Taşcă.*

— Proiectarea rotorului turbinelor Francis unitare, printr-o nouă metodă, de conf. dr. ing. *Şt. Zarea* şi *Gh. Păunescu.*

— Consideraţii asupra simulării întîlnirii aparatelor cosmice cu comandă manuală şi automată, de ing. *C. Guţă* şi dr. ing. *A. Marinescu.*

— Formularea integro-diferenţială a ecuaţiilor Navier-Stokes şi aplicaţii, de ing. *St. Săvulescu.*

— Pompajul sonic, de prof. dr. docent *M. Marinescu.*

— Uzura abrazivă şi cavitaţională a turbinelor Francis, de conf. dr. ing. *Şt. Zarea* şi ing. *Gh. Băran.*

— Mişcări conice cu unde de combustie, de dr. ing. *D. Pantazopol.*

— Definirea direcţiei de referinţă a vectorului viteză, la reţele circulare de profile în mişcarea plană, de conf. *D. Taşcă* şi ing. *Gh. Zidaru.*

— Mişcarea unui fluid vîscos în lungul unei plăci plane, la numere Reynolds mici, de dr. ing. *D. Ionescu.*

— Studiul stabilităţii soluţiei mişcării supapei unei pompe cu piston acţionată prin mecanismul bielă-manivelă, de conf. dr. ing. *M. Cazacu* şi ing. *V. Nistreanu.*

— Expresia randamentului turbinelor hidraulice în funcţie de mărimile unitare, de conf. dr. *Şt. Zarea* şi ing. *Nicoleta Panait.*

— Cu privire la bazarea pieselor în dispozitivele destinate prelucrărilor pe maşini-unelte, de ing. *V. Tache* şi ing. *A. Brăgaru.*

— Studiu privind stabilirea regimului de aşchiere optim în cazul găuririi cu burghe tratate prin sulfizare, de prof. *A. Petrovici,* ing. *S. Pop,* ing. *E. Stănescu,* ing. *L. Gîrleanu,* ing. *I. Rodeanu* şi ing. *Gh. Calea.*

— Cercetări privind utilizarea pompelor cu roţi dinţate ca motoare hidrostatice, de ing. *A. Oprean,* ing. *N. Stan* şi ing. *C. Minciu.*

— Contribuţii cu privire la controlul poziţiei reciproce a axelor alezajelor la piesele din grupa bielelor, de ing. *A. Sturzu.*

— Studii asupra cuţitului de strung tip Steagul roşu, de conf. *G. Drăghici,* ing. *Hollanda Dionisie* şi ing. *I. Pincovici.*

— Prelucrarea melcului globidal pe strung, de dr. ing. *I. Gavrilaş,* ing. *Fl. Drăgănescu,* ing. *C. Micu* şi ing. *Gh. Tîrla.*

— Cercetări privind îmbunătăţirea tehnologiei de sudare prin oscilaţii ultrasonore ca energie activă, la sudarea sub baie de zgură la oţelul OT50, de ing. *I. Şonea,* conf. *St. Cuşută,* ing. *C. Neacşu,* ing. *I. Lupescu,* ing. *C. Moldovan* şi ing. *D. Mintulescu.*

— Soluţii moderne în construcţia şi utilizarea capetelor de frezat cu două plăcuţe din carburi metalice, de ing. *A. Băncilă.*

— Suprafinisarea prin vibronetezire, de *A. Băncilă.*

— Consideraţii privind tehnologia de fabricaţie a reperului lamă de cuţit la combina de cereale C1, în condiţiile uzinei Semănătoarea-Bucureşti, de dr. ing. *Gh. Zgură,* ing. *A. Brăgaru,* ing. *N. Drăghici* şi ing. *I. Popescu.*

— Consideraţii tehnico-economice privind fabricaţia butucilor şi tamburilor de frînă de la autocamioanele produse de Uzina Steagul roşu-Braşov, în condiţiile creşterii volumului de producţie, de ing. *A. Brăgaru* şi ing. *A. Szekely.*

— Cercetări privind arcul electric de sudură prin suprapunerea unei componente alternative de frecvenţă ridicată în regim staţionar, de conf. *P. Sonea* şi ing. *I. Sonea.*

— Stanţe progresive cu transfer şi combinate, de ing. *C. Pavel, V. Ganea,* ing. *C. Moldovan* şi ing. *I. Sandu.*

— Cercetări experimentale privind rigiditatea statică şi dinamică a strungurilor SN 320 — şi Cercetări experimentale privind rigiditatea statică a strungurilor revolver SRO 25, de dr. ing. *A. Rădulescu,* conf. *Gh. Diaconescu,* ing. *C. Micu,* ing. *St. Dogărescu,* dr. ing. *Gh. Zgură* şi ing. *Fl. Drăgănescu.*

— Cu privire la netezirea suprafeţelor cilindrice interioare prin rulare, de dr. ing. *I. Gavrilaş* şi ing. *A. Meier.*

— Cercetări privind curăţarea pieselor turnate de dimensiuni mici, prin oscilaţii ultrasonore, de conf. *M. Ciobanu,* ing. *I. Sonea,* ing. *M. Voicu* şi ing. *C. Moldovan.*

— Prelucrarea angrenajelor globoidale pe freza universală, de ing. *Lucia Gîrleanu,* dr. ing. *I. Gavrilaş,* ing. *Fl. Drăgănescu,* ing. *Gh. Tîrla* şi ing. *C. Micu.*

— Frezarea melcilor globoidali, de dr. ing. *I. Gavrilaş,* ing. *Fl. Drăgănescu,* ing. *Gh. Tîrla* şi ing. *C. Micu.*

— Studiul erorilor de oprire a sculei la cotă la strungul S3 fabricat de Uzina de strunguri — Arad, de ing. *V. Tache,* ing. *A. Brăgaru,* ing. *A. Sturzu* şi ing. *C. Paşcanu.*

— Aspecte termice ale lagărelor cu cuzineţi din materiale plastice, de prof. dr. docent *Gh. Manea,* ing. *N. Boicu* şi ing. *M. Pascovici.*

— Comparaţie critică între cureaua trapezoidală şi cureaua lată, de conf. *B. Horovitz* şi conf. *N. Gheorghiu.*

— Asupra distribuţiei statice a temperaturii la cuplurile de material în frecare fără ungere, de conf. dr. ing. *M. Mustafa.*

— Dependenţa coeficientului dinamic de gradul de acoperire la roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, de *T. Mlădinescu.*

— O analogie pentru studiul distribuţiei de presiuni în cazul contactului elastic liniar, de ing. *N. Boicu.*

— Asupra posibilităţilor de folosire a legii universale de viteze la studiul lubrificaţiei turbulente, de dr. ing. *V. Constantinescu* şi ing. *V. Găletuşe.*

— Asupra dimensionării reductoarelor planetare simple, cu satelit dublu şi angrenarea interioară — şi Asupra teoriei generale a angrenării frontale şi a profilelor conjugate la angrenajele cilindrice, de ing. *T. Vasu.*

— Asupra regimului termic al maşini de extrudere (I), de *V. Jinescu* şi conf. *M. Renert.*

— Contribuţie la studiul vibraţiei longitudinale a transportoarelor cu bandă în dependenţă de condiţiile constructive şi funcţionale, de ing. *H. Segal.*

— Dimensionarea optimă a vehiculelor cu pernă de aer cu camera plină, de ing. *Gh. Rado.*

— Necesitatea și posibilitatea tipizării amortizoarelor telescopice de fabricație indigenă, de ing. *I. Drăghici*, ing. *A. Jula* și ing. *V. Macarie.*

— Studiul influenței amortizorului de oscilații torsionale asupra solicitării transmisiei automobilelor, de ing. *L. Drăghichi* și ing. *P. Alexandru.*

Expoziția Inter-Sofex

Între 23 și 31 martie a.c. a avut loc la București, în pavilionul de expoziții din șoseaua Kiseleff, expoziția elvețiană de mașini-unelte Inter-Sofex S. A. Zürich.

În numeroasele standuri ale expoziției a fost expusă o gamă largă de exponate cuprinzînd mașini-unelte, scule și dispozitive, aparataj de măsură și control, cum și instalații de încercare a materialelor.

Firmele producătoare de mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor au expus o gamă largă de exponate prezentînd, alături de mașini universale, mașini strict specializate și mașini cu diferite posibilități de prelucrare, din care vor fi menționate :

— Strunguri cu dispozitiv de copiere tip KDM-28/7F și KDM-A11/70, mașini automate de poziționat și centrat tip ZM-150, expuse de firma Georg Fischer A.G.-Schaffhausen.

— Mașina de frezat verticală cu consolă tip VS-25 și tip MS-20„S“, mașina de frezat automată prin copiere tip KA-200, mașina de frezat tip ST-100 cu dispozitiv de copiere pentru frezarea paletelor de turbină expuse de Starrfräsmachinen A.G.

— Mașină de găurit cu coordonate, tip FB-65, expusă de firma Oerlikon Bührle și Co. Zürich.

— Mașină de șlefuit roți dințate, tip HSS-60/80 BC, mașina de șlefuit roți dințate automată MAAG HSS/10 și mașina de mortezat dantura tip SH-100, expuse de firma MAAG — Zahnräder, Zürich.

— Mașina de găurit cu coordonate tip MP-3K și Hydroptic 6A, cu comandă program DIR, mașini de alezat tip 3A, 5A și 6A și mașini speciale pentru alezat orificiile de injecție, expuse de firma Société genevoise d'Instruments de Physique, Geneva.

— Mașină de tăiat roți dințate semiautomate și automate, mașini de tăiat roți conice, mașină automată de ascuțit freze cu program preselecționat A60/0, cu care se pot obține freze de mare precizie, expuse de firma Mikron.

— Mașina de șlefuit suprafețe sferice RM-200 L, mașina de tăiat și ascuțit freze FS-21.

De asemenea, au mai fost expuse diferite aparate de măsură de precizie, micrometre pentru diametre interioare și pentru dimensiuni mari, pentru măsurări speciale, aparate de măsură cu și fără semnalizare, planimetre etc.

Firma Amsler a expus o mașină de încercat rezistența și o mașină de încercat arcuri tip HFF424.

Firmele fabricante de ceasornice Patek Philippe, Longines, Certima și Golda au expus ceasornice.

În cadrul expoziției, prin Agenția Română de publicitate internațională Publicom, s-a organizat o serie de șapte conferințe tehnice ținute de specialiști ai firmelor exponante.

Expoziția s-a bucurat de mult succes, fiind vizitată de un mare număr de specialiști.

Revista Revistelor

Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 8—9/1965 : *Raymond, L.* — Automobilul și poluarea aerului ; *Pichon, P.*-Tratamentul informației într-un mare complex industrial ; *Wanner, J.C.* — Unda supersonică ; *Levaillant, P.* — Utilizarea transmisiilor mecanice în propulsia marină. **Nr. 10/1965** : *Julien, M. A.* — Introducerea rezistenței mediului în problemele de stabilitate pe cale ; *Rapin, P.* — Evoluția recentă a materialului de calcul electronic ; *Debos, P.* — Panorama și perspectiva fabricației mecanice de mare serie ; *Berliet P.* — Rolul cercetării și calculului în evoluția automobilului greu ; *Garnier, J.* — Vehicule industriale, agricole și tot-teren ; *Brun, R.* — Locomotivele Diesel pentru magistrale ; *Buisson, P.* — Fabricație și măsurători. **Nr. 11/1965** : *French, C. C.* și *Lilly, R. L.* — Tehnica actuală și perspectivele motoarelor Diesel pentru locomotive ; *Brun, R.* — Filtrarea și motoarele pentru transportul terestru ; *Ljungström, G.* — Automobilul Saab ; *Cambournac, M.* — Caracteristicile drumurilor și circulația. **Nr. 12/1965** : *Mac Gregor, J. R.* — Poluarea atmosferei și remediile sale ; *Chaffiotte, P. P.* — Supraalimentarea înaltă a motoarelor în patru timpi ; *Reboux, J.* — Tendințe actuale în tehnica încălzirii prin inducție în industrie.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 1/1966 : *Siniţîn, I. F.* — Probleme de bază ale construcției de tractoare și mașini agricole în anii 1966—1970 ; *Nezin, A. A.* — Particularitățile constructive și parametrii fundamentali ai tractorului T—4 ; *Roifberg, Z. M.* și *Bologov, A. T.* — Familia de motoare Diesel fabricate de Uzina de motoare din Altai ; *Livovskii, K. Ia.* — Cuplarea transmisiei în sarcină fără oprirea tractorului ; *Jijko, V. H.* — Metodica de determinare a deformației solului la deplasarea tractoarelor ; *Pospelov, D. R.* și *Grinev, B. V.* — Unificarea radiatoarelor motoarelor de tractor și de automobil ; *Kaipov, A. N.* — Problema determinării parametrilor de bază ai tractoarelor prășitoare ; *Kalimullin, R. K.* — Regulator volumic automat de sarcină pentru combină de treerat ; *Grigoriev, A. A.* — Studiul valțurilor-calandru ; *Kerimov, N. B.* — Proprietățile dinamice ale sistemului de pulsator principal al instalațiilor de muls ; *Zadneprovskii, R. P.* — Problema calculului încărcării dinamice a grinzilor mașinilor de irigat ; *Isaev, A. P.* — Utilizarea maselor plastice în construcția instalațiilor de irigat ; *Grișcenko, F. V.* și *Valeev, A. V.* — Problema determinării parametrilor fundamentali ai împrăștietoarelor centrifuge de îngrășăminte ; *Șevelev, V. M.* — Tasarea solului cu tăvălugurile mașinilor de semănat ; *Kusov, T. T.* — Elemente de teorie a instalațiilor de sfărîmare a bulgărilor ale mașinilor de recoltare a cartofilor ; *Mokșin, P. M.* și *Konciakov, I. I.* — Separarea tuberculelor de cartof de bulgării de pămînt ; *Maniakin, V. F.* — Dispozitiv universal pentru sfărîmarea nutrețului ,,Volgari 5'' ; *Ognev, K. G.* și *Trolov, V. P.* — Semănătoarea G S 1,4 ; *Matlin, A. M.* — Metode de utilizare a prețului mediu de cost al tractoarelor în calculele economice ; *Moncenko, V. P.* — Prelucrarea orificiilor prin dornuire ; *Apazidi, G. D.* și *Boiko, A. M.* — Motoare de serie cu pistoane rotative. **Nr. 2/1966** : *Kovali, I. A.* — Creșterea eficienții și durabilităţii motorului Diesel SMD—14; *Neicenko, V. G.* — Problema evaluării statistice a capacităţii de încărcare a unor sisteme ale tractoarelor cu şenile; *Fainleib, B. N.* — O metodică unitară de etalonare a aparaturii de combustibil; *Malţev, V. F.* şi *Soroka, I. F.* — Proiectarea mecanismelor de mers liber ale amplificatoarelor de moment de răsucire ale tractoarelor; *Serebriakov, I. N.* — Influenţa caracteristicii de regulator a motoarelor Diesel asupra caracteristicii mecanice a transmisiei hidrovolumice; *Eglit, I. M.* şi *Ciunihin, V. A.* — Noi ştanduri pentru încercarea roţilor dinţate; *Kodenko , M. N.* şi *Şepelenko, G. N.* — Instalaţie pentru măsurarea continuă a randamentului tractoarelor; *Grigoriev, E. A.* — Metodă de determinare a parametrilor optimi ai tractoarelor cu roţi; *Babici, V. A.* şi *Babici, O. V.* — Analiza corespondenţii tipodimensiunilor secerătoarelor cu condiţiile zonale şi a capacităţii de trafic a combinelor de treerat; *Hailis, G. A., Kadanţev, M.D.* şi *Kondreşov, V. F.* — Studiul mecanismelor aparatelor de legătură; *Korenevskii, L. I.* — Unele metode de determinare a preţului de cost al maşinilor agricole proiectate; *Koninhov, R. N., Titarenko, R. M.* şi *Iuţis, E. T.* — Calculul pompei cu diafragmă gofrată; *Reznik, N. E.* — Construcţia aparatului de scormonire şi fărămiţare al combinei pentru recoltarea nutreţului; *Postnikov, N. M.* şi *Şavrin, S. S.* — Problema sporirii uniformităţii de distribuire a tuberculelor în locaşurile maşinii de plantare a cartofilor SN — 4B; *Brusilovskii, Iu. R.* — Alegerea parametrilor fundamentali ai săpătoarelor-disc ale combinei de recoltare a cartofilor; *Reznicenko, M. Ia.* — Condiţii tehnice generale pentru maşini, aparate şi utilaje agricole; *Cernenkov, A. D.* — Cultivator cu freză FKŞ — 2,7—2,8; *Liubuşko, N. I.* — Semănătoare pentru combinarea seminţelor SZKP—24 şi SNP—48; *Rubinştein, F. E.* — Încărcător de gabarit redus PMG—0,2; *Zaderihina, T. I.* — Creşterea productivităţii muncii în fabricaţia pieselor tipizate; *Zlatopolskii, M. Ia.* — Linie automată pentru prelucrarea ghidului de supapă de la motorul Diesel SMD—14; *Konovalov, I. T.* — Procedeu de prelucrare a epruvetelor din cilindri pentru studiul procesului de honuire; *Borisov, S. G.* — Camere cu aer condiţionat utilizate la încercările de maşini în străinătate.

Maşinostroitel, nr. 1/1966: *Dimianovici, A. N.* — Căile de dezvoltare ale construcţiei de maşini; *Balaşov, P. I.* — Eficienţa graficului de livrare; *Okuni, G. N.* şi *Lozinskii, V. E.* — Cum se organizează munca maiştrilor: ; *Reznik, I. S.* — Mijloace de documentare şi tehnica de asimilare în ţările între care există ajutor economic reciproc; *Belonsov, G. M.* — Mijloace de comandă operativă în producţie; *Gorin, D.* ş. a. — Recondiţionarea arborilor cotiţi; *Gulevskii, S. S.* — Repararea şublerelor; *Steingart, M. D.* — Inovaţii letone; *Davîdov, V. F.* — Dispozitiv pentru preluarea pieselor; *Furer, S. L.* şi *Kleiman, N. A.* — Dispozitiv pneumomecanic pentru strîngerea pieselor; *Anufrieva, V. I.* — Realizări din Simferopol; *Leven, I. A.* şi *Ivanov, V. A.* — Dispozitiv pentru frezare: *Makarîcev, V. A.* — Cuptor transportabil; *Vetoşev, V. S.* — Comanda automată a regimului termic al preselor; *Ioffe, B. A.* — Instalaţie pentru fixarea benzilor cu orificii; *Antonov, V. N.* — Dispozitiv pentru deplasarea manuală a podurilor rulante; *Usatova, A. I.* — Degradarea emulsiilor de lucru; *Voropaev, A. S.* şi *Popov, F. I.* — Pistol electric pentru sudarea maselor plastice; *Travkin, Iu. E.* — Reglarea maşinilor liniilor automate după tabele de uzură; *Zaharenko, I. P.* ş.a. — Prelucrarea sticlei plastice cu scule de aliaj dur; *Lokosov, A. V.* — Maşini agregat cu capete de strunjire interioară; *Oparino, E. M.* ş.a. Unsori consistente cu disulfit de molibden şi micşorarea uzurii sculelor; *Krincikov, Iu. A.* — Realizări artistice în construcţia de maşini; *Zefeld, V.V.* — Locul de muncă al operatorului: *Riga, V. T.* — Material didactic valoros; *Fadeev, B. N.* — Experienţa de muncă a frezorului V. K. Soloviev; *Gaevskii, L. A.* — Cu cît este mai dificilă munca, cu atît este mai înaltă cinstea; *Krukovskii, E. I.* — Plăci lemnoase în construcţia de maşini; *Kopilov, V. I.* — Segmenţi de piston şi pastile de supape din capron; *Liokumovici, H. H.* — Încălţăminte de protecţie; *Eliseev, V. A.* — Maşinile NZL; *Kiselev, S. N.* — Universale de strung cu acţionare electromecanică. **Nr. 2/1966**: *Okun, G. N.* — Dispeceratul de producţie; *Zarubov, N. F.* — Organizarea locurilor de muncă ale lucrătorilor auxiliari; *Luşin, P. Ia.* şi *Veselov, Iu. L.* — Ambalaj de producţie; *Haraker, G. M.* — Utilaj tehnologic şi mijloace mecanizate pentru fabricarea preselor grele; *Pogosian, R. G.* — Dispozitiv pentru montarea plăcuţelor de supapă; *Nikitin, V. G.* — Presă semiautomată pentru fabricarea deflectoarelor; *Golanskii, P. G.* — Presă de marcare; *Ilin, I. A.* — Noi lichide de răcire-ungere; *Benzelink, G. P.* — Dispozitiv geometric; *Kavcenkov, N. D.* — Dispozitiv pentru rectificarea pieselor plane; *Rîjevanov, V. S.* şi *Livşiţ, T. A.* — Şabloane de copiat de aliaje dure pentru maşini de rectificat; *Volkov, V. A.* — Ştanţe de tăiat; *Gledov, I. F.* — Geometria sculei pentru presare la rece; *Şneider, Ia. V.* — Conductoare de ajustare pentru găurirea orificiilor în arbori; *Perov, E. N.* — Modernizarea transmisiei strungurilor, ; *Pekelis, D. G.* — Dispozitive pentru controlul utilajului reparat; *Abramovici, I.I.* — Controlul poziţiei roţilor podurilor rulante; *Sozinov, A. I. , Zaiţev, V. I.* şi *Lobanov, V. M.* — Frezarea corpurilor de revoluţie cu încălzirea zonei de aşchiere; *Malevannîi, V. I., Orlov, A. P.* şi *Şeian, V. I.* — Prelucrarea bucşelor de oţel; *Gavrilov, G. M.* — Alimentarea centralizată a lichidului pulverizat; *Gordon, B. L.* — Tehnica de calcul în sprijinul tehnologiei; *Griţai, A. P.* — Normarea mijloacelor de rotaţie; *Anisimova, M. A.* — Nomograma de ridicare a productivităţii maşinilor-unelte; *Buhman, Ia. R.* — Economii de metal realizate de inovatori; *Konohnovskaia, L. P.* — Tehnica nouă sub controlul colectivităţii; *Raevskii, A. N.* şi *Antonov, A. V.* — Omul şi maşina; *Gurevici, I. S.* şi *Platonova, A. D.* — Planul unitar al propagandei tehnice; *Medvedi, R. A.* şi *Kruzman, B. I.* — Amortizarea zgomotelor la maşinile automate cu mai multe axe; *Rolhenko, M. A.* şi *Smolenskii, B. L.* — Mecanizarea colectării prafului şi şpanului. **Nr. 3/1966**: *Ipatov, M. I.* şi *Prokuriakov, A. V.* — Ce înseamnă SPU; *Obolenskii, A. I.* — Planificarea şi organizarea producţiei pe bază ştiinţifică; *Iakurevici, I. G.* şi *Meduşevskii, Iu. P.* — Grafic global de proporţionalitate; *Smirnova, L.P.* — Perfecţionarea organizării şi condiţiilor de muncă înlătură fluctuaţia de cadre; *Mihailenko, A. I.* şi *Kovalenko, Iu. I.* — Mecanizarea lucrărilor de planificare; *Vorobiev, S. A.* ş. a. — Buncăr electromagnetic; *Hareker, G. M.* — Utilaj tehnologic şi mijloace de mecanizare pentru fabricarea pieselor grele (urmare din nr. 2); *Boev, N. D.* şi *Darkin, V. G.* — Formă de presare universală pentru turnarea flanşelor oarbe sub presiune; *Bakuli, V. N.* ş.a. — Alezoare speciale de aliaje dure pentru prelucrarea orificiilor pieselor de fontă; *Davîdov, V. F.* — Presă pentru poansonare; *Diakov, P. F.* — Dispozitiv pentru controlul coaxialităţii orificiilor; *Lebedev, V. K.* — Sculă pentru ajustarea adaosurilor de aliaj dur ale matriţelor; *Ananiev, N. S.* — Controlul reglării maşinii-unelte; *Gaev, A. M.* ş.a. — Stanţă combinată; *Neklepaev, V. V.* — Dispozitiv pentru şlefuirea profilelor ovale; *Popikov, M. N.* — O metodă economică de turnare a cuzineţilor; *Cibrikov, V. G.* şi *Etingof, M. I.* — Controlul suprafeţelor discontinue pe maşini de rectificat circular; *Zaiţev, K. F.* — Maşină pentru recondiţionarea cilindrilor striaţi; *Liaşenko, Z. I.* şi *Kiricenko, A. P.* — Transmisie electrohidraulică cu rotaţie incompletă; *Zaharenko, I.P.* ş.a. — Prelucrarea cu diamant a plăcuţelor de aliaj dur ale dinţilor frezelor-melc; *Sverdlik, I. I.* şi *Tatarenko, B. L.* — Spre un nou nivel al progresului tehnic; *Fedotov, G. A.* — Inovaţia strungarului A. Ia. Zmeev; *Levciuk, G. G.* şi *Meingold, E. M.* — Modernizarea şi repararea ciocanelor de matriţă; *Zaharov, G. A.* şi *Pasikova, L. G.* — Repararea utilajului în întreprinderile din S.U.A.; *Novojilov, A. I.* — Recondiţionarea fusurilor arborilor maşinilor electrice; *Kiselev, N. D.* şi *Niculina-Kiseleva, A. P.* — Epurarea aerului prin metoda ionizării artificiale; *Gusev, V. P.* — Lupta pentru un nivel ridicat al producţiei; *Korolenko, E. M.* — Lucrări de lăcătuşerie; *Tokari. L. Z.* — Prelucrarea electro-chimico-mecanică.

Stanki i instrument, nr. 1/1966: *Levit, G. A.* şi *Lurie, B. G.* — Domenii de aplicare a ghidajelor cu diferite calităţi de frecare; *Markin, E. A.* — Studiul sistemului hidromecanic al maşinii de broşat în timpul funcţionării; *Davîdov, A. S.* — Poansonarea prin contact electric; *Timofeev, V. N.* — Studiul bătăilor radiale ale axelor capetelor diferenţiale rapide de frezat; *Kruglov, V. A.* — Precizia de formă şi coaxialitatea orificiilor prelucrate; *Feldman, A. V.* — Interpolator liniar-circular; *Kondratieva, N. M.* — Particularităţile prelucrării oţelurilor cu conținut mic de mangan ; *Romanov, V. L.* — Corectarea abaterilor de la forma circulară prin rectificarea cu încărcare constantă ; *Golubov, N. P.* — Forțele de așchiere, ecruisarea și acuratețea suprafeții la prelucrarea aliajului HN 77 TLuR ; *Retibîh, Iu, I* și *Șevcenko, A. N.* — Oțeluri rapide pentru frezarea danturii roților de oțel crom-nichel ; *Pavlov, L. E.* — Freze-melc masive din oțel rapid ; *Molohov, I. F.* — Particularitățile uzurii alezoarelor de aliaje dure ; *Jeleznov, G. S.* și *Ponomarev, V. M.* — Determinarea temperaturii la alezare ; *Gruznov, G. F.* — Instalație hidraulică rotitoare ; *Draciuk, A. V.* — Calculul lungimii totale a muchiilor așchietoare care lucrează simultan la broșarea canelurilor elicoidale ; *Salnikov, O. A., Gabaidulin, B. H.* și *Lihtenștein, I. I.* — Schimbarea automată a sculelor la mașina verticală de frezat cu comandă program model 6 N 13 ; *Șaraev, D. Ia., Klimov, V. I.* și *Ivleva, L. F.* — Calculul circumferinței care aproximează profilul frezelor-melc pentru caneluri ; *Șor, P. I.* — Calculul exact al echilibrării automate cu bile ; *Nikitin, G. A.* și *Krasnițkii, S. E.* — Influența măririi viscozității lichidelor sistemelor asupra forțelor de frecare în sertare distribuitoare ; *Minevici, E. P.* — Dispozitive de grup cu transmisie hidraulică pentru frezarea batiurilor ; *Kulak, A. I.* — Finisarea cuțitelor de filetat cu pietre de diamant sintetic ; *Kuznețov, I. F.* — Modernizarea instalațiilor de călire C.I.F. ; *Rusakov, B. I.* — Mecanizarea stivuirii frezelor la tratament ; —Noi mașini-unelte ; — Clasificarea zecimală universală.

Die Technik, nr. 1/1966 : *Jachet, H.* — Un nou grup de pregătire a inginerilor diplomați în curs de afirmare ; *Kulka, H.* — Aspecte psihologice și probleme de organizare a muncii de producție ; *Weise, G.* și *Süss, V.* — O metodă îmbunătățită de estimare a timpului necesar pentru pregătirea tehnică ; *Rabe, W.* — Țevi de oțel căptușite cu masă plastică — domeniu de aplicare și avantaje tehnico-economice ; *Pawlytta, G.* — Tragerea materialelor plastice și aplicarea acestei metode în industria prelucrătoare de metal ; *Edelmann, K.* — Concluzii preliminare asupra tehnicii din anul 1965 ; *Heidenreich, E.* — Măsurarea cu contorul de particule ELMED ZG 1 ; *Kaliske, G.* — Mașină rapidă pentru sudarea maselor plastice ; *Merke* — Sisteme de transport prin aspirare ; *Falk, K.* — Bioxidul de carbon utilizat în sudură trebuie să fie mai pur ; *Begenan, S. H.* — Configurația unitate a tehnicii și esteticii ; — Comanda numerică a mașinilor de alezat și frezat. **Nr. 2 /1966** : *Kulka, H.* — Probleme de control în legătură cu organizarea activității industriale ; *Simon, W.* — Condiții de utilizare economică în producție a mașinilor cu comandă numerică ; *Winkler, E.* — Dezvoltarea elementelor galvanice ; *Koch, H., Schienbein, S.* și *Sreiner, H.* — Contribuții la climatizarea atelierelor de fabricație a semiconductorilor ; *Schlowog, E.* — Posibilități și limite de fabricație a pieselor prin forjarea de precizie ; *Spindler, H.* — Coroziunea și protecția împotriva coroziunii a produselor exportate în țări tropicale ; *Rückert, H.* și *Klemmt, H.* — Utilizarea mai intensă a construcției portante ca principiu modern în realizarea instalațiilor industriale ; *Reissmann, G.* și *Giese, H.* — Configurația unui excavator modern ; *Dyck, S.* — Probleme ale Deceniului Hidrologic Internațional 1965 —1975 ; *Lohwasser* — Săptămîna inginerului de exploatare, organizată de Școala superioară tehnică din Karl-Marx-Stadt.

Maschinenbautechnik, nr. 1 / 1966 : *Mark, F.* — Dezvoltarea construcției de mașini în anul 1966 ; *Rudolph, H. J.* — Influența dispunerii dispozitivelor de avans al pieselor de prelucrare asupra productivității liniilor automate ; *Balasabramanian, M.* și *Börner, H.* — Influența impurificării asupra procesului de filtrare și asupra caracteristicilor curgerii în instalații hidraulice ; *Dieckhoff, H. G.* — Aspecte ale comportării în serviciu și condiții de utilizare ale cuplajelor centrifuge ; *Ihlenfeld, H.* — Ventilator axial de încărcare înaltă cu palete de joc ; *Navratil, M.* — Metode de măsurarea jocului în turbine cu abur și cu gaze ; *Neumann, K.* — Studiul durificării arborilor turbinelor cu abur la parametri funcționali ridicați ; *Schunk, R.* — A treia consfătuire specială ,,Săptămîna inginerului de uzină'', 1966 ; *Hüther, B.* — Problemele traiectoriei mecanismelor cu came la viteze date ; *Hesse, H.* și *Hykel,K.* — Studiul teoretic și experimental al mecanismului de lovire.

Schweissen und Schneiden, nr. 10/1965 : *Ries, H.* — Dezvoltarea economică a industriei de electrozi după 1945 ; *Colbus, J.* și *Zimerman, K. F.* — Încercarea îmbinărilor executate prin lipire tare ; *Jürgen Rüge.* — Formarea, în vederea menținerii băii la sudarea barelor rotunde ; *Siebert, W.* — Formarea inginerilor în R.F.G. din punct de vedere al tehnicii sudării.

Schweisstechnik, nr. 10/1965 : *Müller, P.* — Influențe asupra rezilienței sudurilor executate sub flux ; *Achenbach, M.* — Aprecierea și valorificarea filmelor Röntgen ; *Ruegsegger, H.* — Lucrări de reparație la obiecte cu pericol de explozie ; *Heitzmann, R.* Tehnica securității muncii — Securitatea la locul de muncă — Aspecte psihologice ale evitării accidentelor. **Nr. 11/1965** : *Kindler, H.* și *Rüdlin, J.* — Comenzi și sisteme de reglare la sudare ; *Kliemand, W.* — Grindă cu talpă curbată ; *Hirschenfeld, G.* și *Hesse, G.* — Comenzi și sisteme de reglare la sudare — Stadiu și aplicare ; *Hohn, H.* și *Boltke, A.* — Asupra sudării nichelului pur și a tablelor placate cu nichel ; *Novak, W.* și *Proschek, F.* — Sudarea aluminotermică a fontei cenușii ; *Müller, J.* — Gaze, amestecuri de gaze și vapori pentru sudarea în atmosferă protectoare. Part. I ; *Kretschmann, G.* — Cercetări asupra sudării sub flux a cusăturilor de colț cu ajutorul unei benzi ; *Rosenkranz, H., Schieeling. D., Heller, K.,* și *Timmermann, F.* — Tîrgul internațional de la Poznan. **Nr. 12/1965** : *Koch, P.* — Stadiul cercetării rezistenței și rezistenței la fluaj a arborilor sudați, solicitați la torsiune ; *Schulze, W.* — Solicitări de comparare la compunerea solicitărilor normale și tăietoare în construcții sudate supuse la sarcini dinamice ; *Neumann, A.* și *Cottin, D.* — Relații între coeficientul de formă și de încrestare la îmbinări sudate ; *Neumann, A.* și *Schmidt, M.* — Calculul de rezistență a construcțiilor din aliaje de aluminiu, portante, în construcția de mașini și vehiculelor rutiere ; *Jackwitz, H.* și *Müller, G.* — Influența defectelor de sudură asupra rezistenței îmbinărilor cap la cap executate din oțel pentru nave ; *Lüdtke, G.* și *Bernhardt, H.* — Influența defectelor de sudură asupra rezistenței statice a îmbinărilor sudate executate din metale ușoare ; *Hanke, H.* și *Retzlaff, O.*, — Influența fluxului la sudarea sub flux ; *Bader, W.* — *TI* — un oțel de înaltă rezistență ; *Lausch, F.* — Technica sudării la expoziția ,,Technica'' 1965.

Soudage et Techniques connexes, nr. 9 — 10/1965 : *Sebille, I.* — Metalurgia și sudarea oțelurilor de grosime mare pentru cuvele reactoarelor nucleare ; *Gerbeaux, H.* și *Kieffer, R.* — Echipamentele de tratament termic utilizate în construcțiile sudate ; — În vizită la ,,Société Nouvelle de Métallisation'' ; — Doc. IIS—154—64. — Productivitatea sudării în puncte la sudarea caroseriilor de automobile.

Gép, nr. 1/1966 : *Varga, J.* — Sistem modern de comandă a producției în construcția de mașini ; *Kalászi, I.* — O metodă simplă de studiu a uzurii sculelor ; *Sass, G.* — Fabricarea conveierelor spirale plane din plăci inelare ; *Bali, J.* — Unele probleme ale uzurii cuțitelor de strung cu plăcuțe de metale dure ; *Pálfalvi, I.* — Influența încărcării sculelor așchietoare asupra timpului de lucru la liniile de transfer ; *Kiss, G.* — Calculul modern și alegerea materialului pentru arcuri spirale cu încărcări mari, cu considerarea duratei de funcționare ; *Hazkó, F.* și *Fáth, R.* — Rolul ionilor de sulfuri în baia de zincare ; *Fay, C.* — Raport asupra producției de pompe.

ÎN ATENŢIA CITITORILOR

Revista urmăreşte difuzarea lucrărilor valoroase din producţie, institute de învăţămînt superior şi de proiectări şi cercetări publicînd articole de la toţi specialiştii din ţară şi de la colaboratorii din străinătate. În scopul orientării tematice raţionale a revistei se indică problematica principală din domeniul de specialitate al revistei.

1. Probleme de construcţie, cercetare şi încercări

1.1. *Probleme de ridicare a randamentului şi eficienţei economice a maşinilor şi instalaţiilor.*
1.2. *Micşorarea greutăţii proprii a maşinilor.*
1.3. *Modernizarea maşinilor şi instalaţiilor.*
1.4. *Reducerea consumului specific de oţeluri şi metale neferoase.*
1.5. *Metode moderne de proiectare şi alegere a organelor principale de maşini.*
1.6. *Probleme de tehnica vibraţiilor.*
1.7. *Sisteme moderne de acţionare şi transmisii.*
1.8. *Metode pentru creşterea durabilităţii şi a siguranţei de funcţionare a maşinilor şi instalaţiilor.*
1.9. *Problemele arhitecturii şi prezentării produselor.*

2. Probleme tehnologice

2.1. *Metodele tehnologice pentru regimurile optime de funcţionare, executarea formelor complexe şi construcţia sculelor.*
2.2. *Utilizarea maşinilor speciale.*
2.3. *Linii tehnologice şi linii automate.*
2.4. *Metode pentru acoperirea suprafeţelor.*
2.5. *Probleme de sudură.*
2.6. *Probleme de tehnologia materialelor plastice.*

3. Probleme de organizarea şi economia producţiei

3.1. *Problemele creşterii productivităţii muncii.*
3.2. *Profilarea, specializarea şi cooperarea întreprinderilor.*
3.3. *Tipizări şi unificări de elemente, subansambluri şi maşini.*
3.4. *Tipizarea proceselor tehnologice.*
3.5. *Tipizarea S.D.V.*
3.6. *Probleme tehnico-economice ale asimilării produselor.*
3.7. *Probleme tehnico-economice ale mecanizării şi automatizării.*
3.8. *Probleme de control şi tehnica măsurării.*
3.9. *Transportul intern al materialelor în întreprinderi.*
3.10. *Mecanizarea şi automatizarea lucrărilor administrative.*

4. Produse asimilate

4.1. *Prezentarea de produse asimilate.*
4.2. *Analiza produselor asimilate.*

5. Probleme de întreţinere şi exploatare a maşinilor şi instalaţiilor

6. Probleme de tehnica securităţii muncii

Articolele se trimit la sediul revistei, în trei exemplare, dactilografiate la două rînduri. Formulele se scriu citeţ, cu cerneală. Figurile şi graficele se desenează eventual în tuş pe hîrtie de calc.

Articolele se redactează într-o formă cît mai concisă (8 — 10 pag.) şi clară, dezvoltările problemelor cunoscute fiind evitate. Materialul grafic ilustrativ trebuie să fie judicios întocmit şi în număr strict necesar. În afară de numele şi prenumele complet, autorul va preciza titlul ştiinţific şi locul de muncă. Literatura folosită şi citată în text se va insera la finele lucrării sub formă de bibliografie, indicîndu-se numele autorului, titlul lucrării, tomul, locul, editura şi anul apariţiei, pentru reviste arătîndu-se şi numărul şi paginile.

Lucrările vor fi însoţite de un scurt rezumat în limba română (eventual şi în limba rusă, franceză, germană şi engleză).

Manuscrisele nu se restituie.

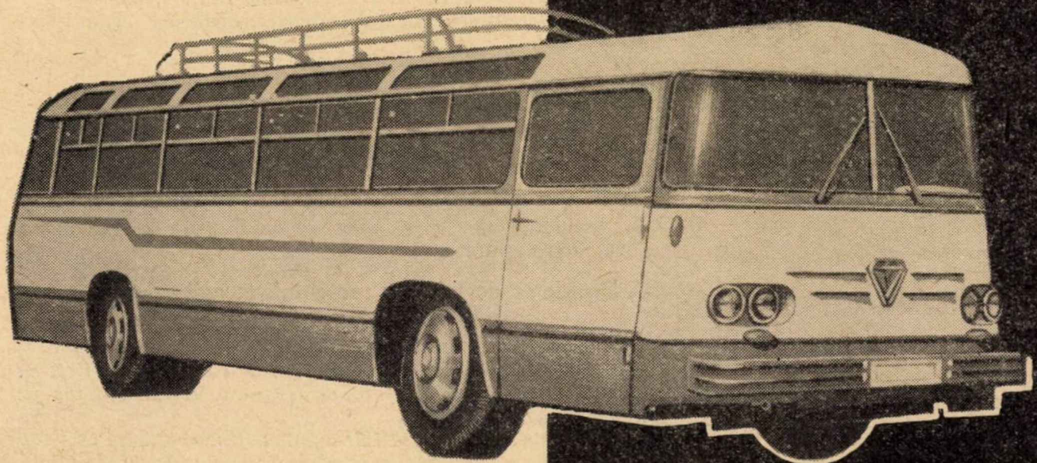
Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice—Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I. P. „Informaţia”, str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti, c. 3484.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

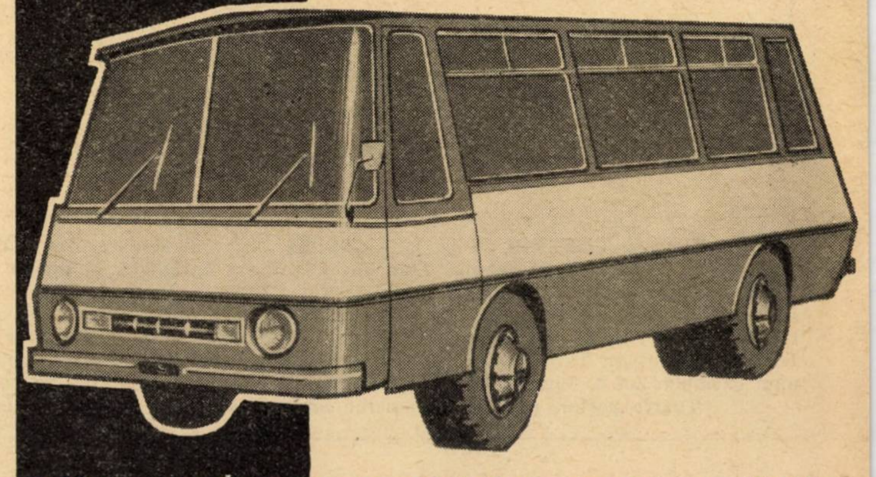
41 023

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

uzina AUTOBUZUL BUCUREȘTI produce:



Autobuze rutiere	*TV 2 R – 140 CP*
Autobuze urbane	*TV 2 U – 140 CP*
Troleibuze	*TV 2 E – 75 kW*
Microbuze	*TV 4 M – 70 CP*
Autofurgonete	*TV 4 F – 70 CP*
Autosanitare	*TV 4 S – 70 CP*
Autocamionete	*TV 4 C – 70 CP*



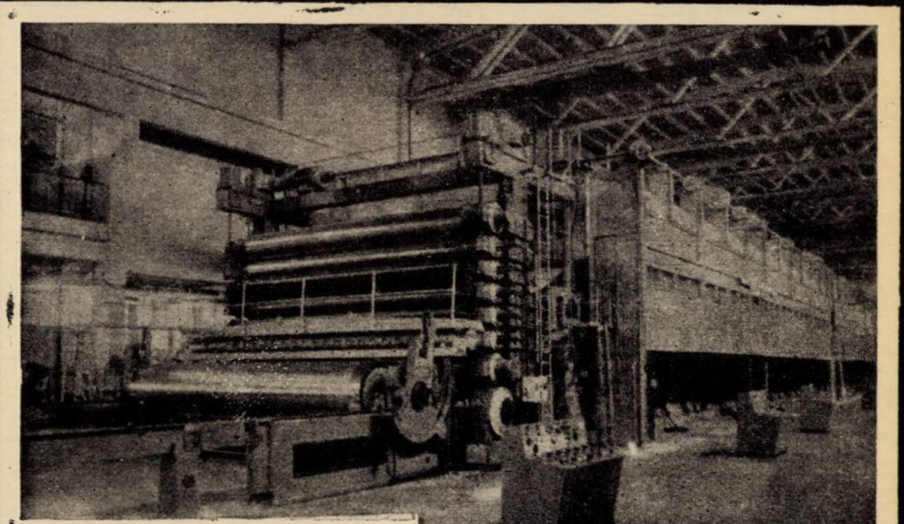
UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 20

întreprinderea de montaje bucurești

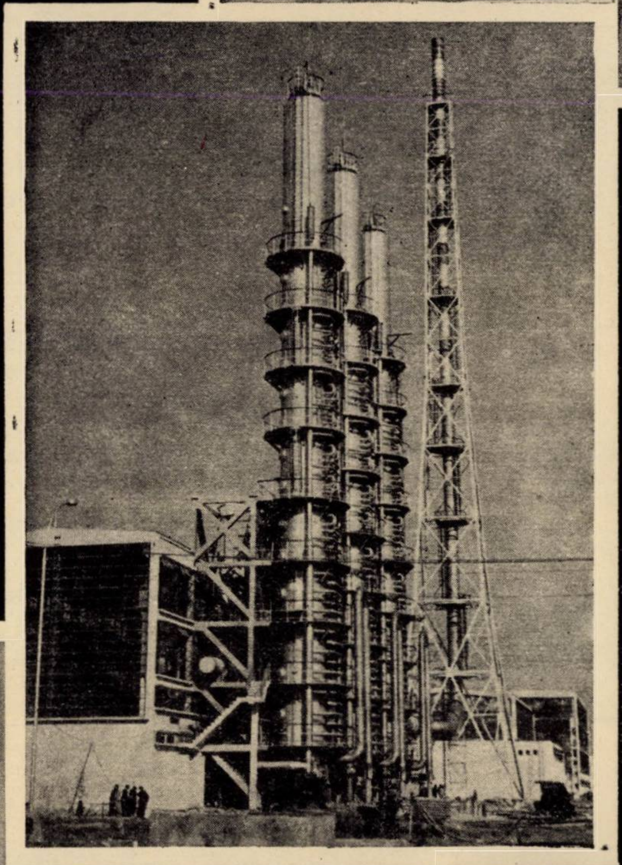
execută

LUCRARI DE MONTAJ

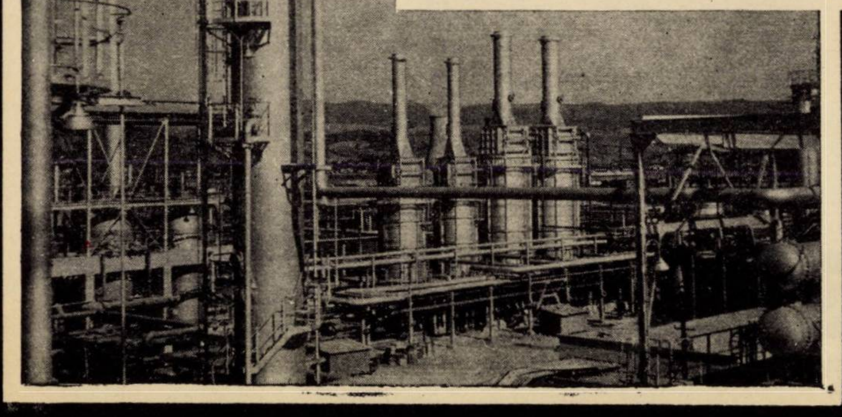
pentru



Fabrici de celuloză și hirtie



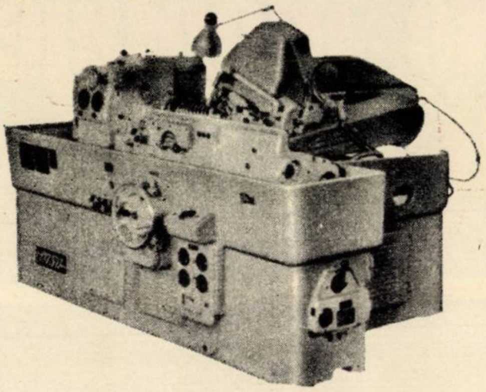
Uzine de ingrăşăminte



ine petrochimice și rafinării

IMB

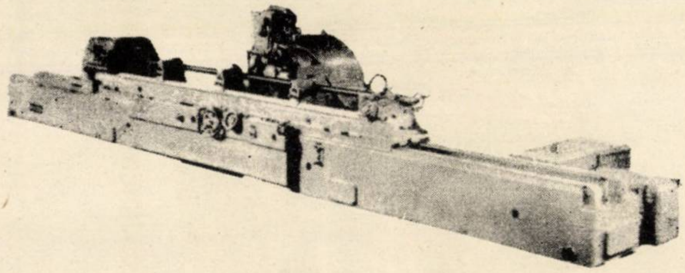
Intreprinderea de montaje București
B-dul General Magheru nr. 27,
Raion 30 Decembrie
telefon 16.20.61 — 65



M. S. O. — Maşină de rectificat filet - Program

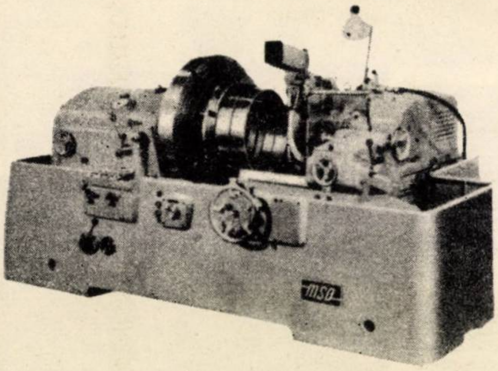
Model „GUS"

Maşină universală de rectificat filete de precizie sau profile pentru producţia de serie sau masă.
Distanţa dintre vîrfuri: 800 mm.
Lungimea de rectificare: 500 mm.



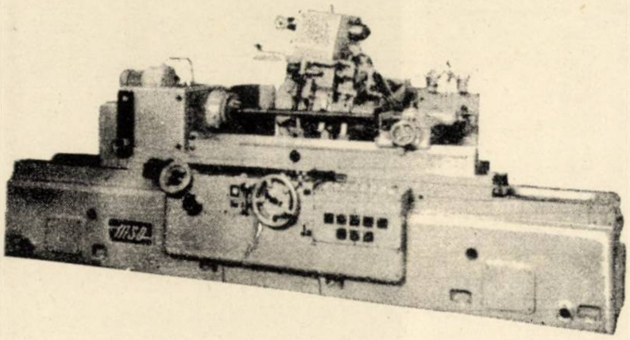
Model „GL"

Maşină de rectificat filete lungi, pentru axe principale şi de comandă.
Diametrul maxim de rectificare: 400 mm.
Lungimea de rectificat: 2000 — 4000 mm.
Distanţa dintre vîrfuri: 2000 — 4000 mm.



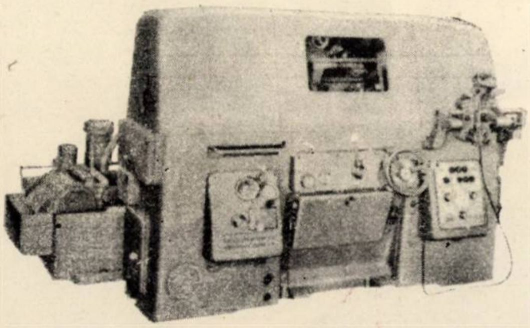
Model „FS 10"

Maşină specială de rectificat filete pentru piese cu diametrul mare.
Diametrul maxim de rectificare: 550 mm.
Lungimea maximă de rectificare: 300 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 500 mm.



Model „GS"

Maşină de rectificat pentru axe filetate şi melcuri de înaltă precizie.
Grosimea sau diametrul maxim al pieselor de rectificat: 475 mm.
Lungimea, respectiv lăţimea de rectificare maximă: 1200 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 1200 mm.

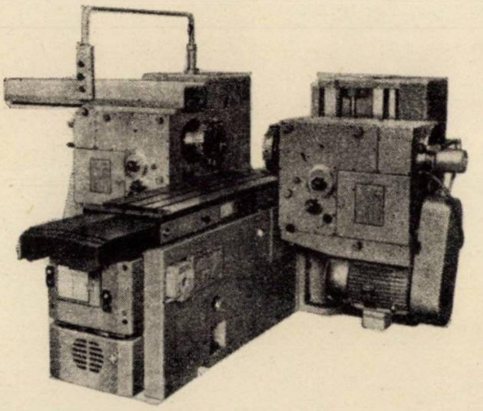


Model „GA-2"

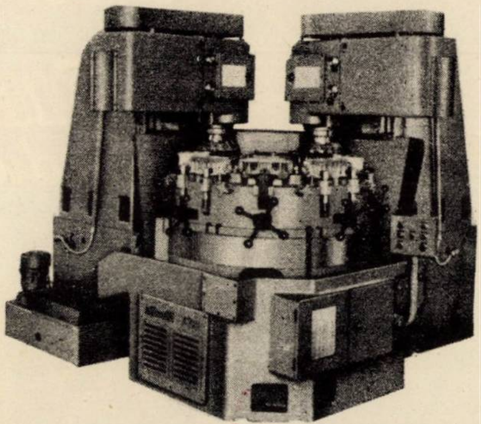
Maşină automată pentru rectificat filete şi melcuri, de mare productivitate.
Diametrul maxim de rectificat: 250 mm.
Lungimea maximă de rectificat: 850 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 1000 mm.

mso — werke OFFENBACH AM MAIN

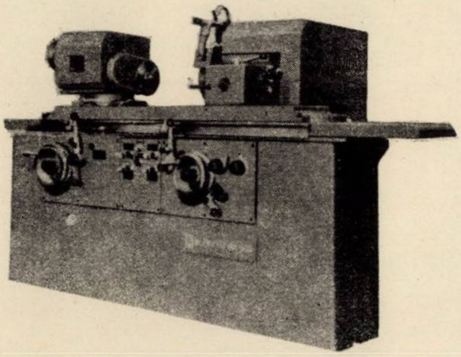
SENEFELDERSTR. 162 REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ



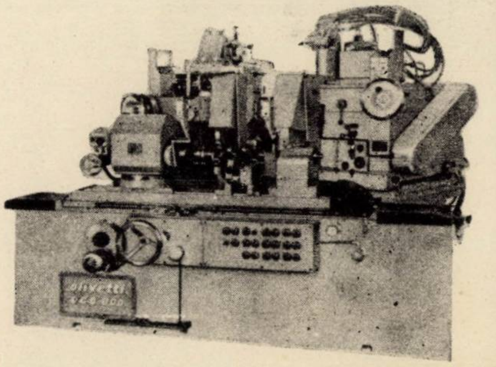
Maşină de frezat plană pentru piese mijlocii FP4/UP18



Maşină de frezat cu masă rotativă FG4/2



Maşină universală de rectificat automată R5—625



Maşină de rectificat pentru serie mare RCO 800

Program de fabricaţie

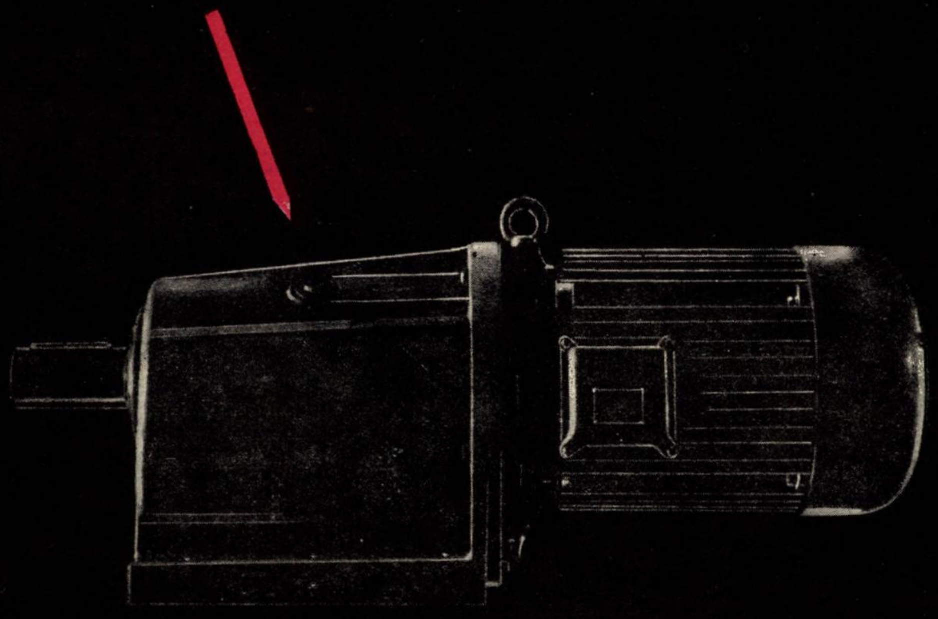
Maşini de găurit de precizie cu comandă numerică cu sau fără schimbarea automată a sculelor ■ Maşină de precizie pentru rectificat exterior, de tip universal sau de mare productivitate ■ Maşini hidraulice de rectificat pentru serie mare ■ Maşini de frezat plane ■ Maşini de frezat automate cu comanda prin came a mesei ■ Maşini automate de alezat cu comanda prin came a mesei ■ Maşini de găurit de precizie cu coloană sau de banc ■ Unităţi de lucru pentru operaţii de găurire, alezare, ascuţire şi formare ■ Maşini speciale

olivetti

Ing. C. Olivetti & C., S. p. A. Maşini unelte – San Bernardo d'Ivrea (Italia) – Telex 21030 ZCZC 19

Forța dv. motoare

BAUER
Reductoare



De zeci de ani BAUER și-a luat sarcina de a deschide reductoarelor noi domenii de aplicație, din ce în ce mai numeroase.

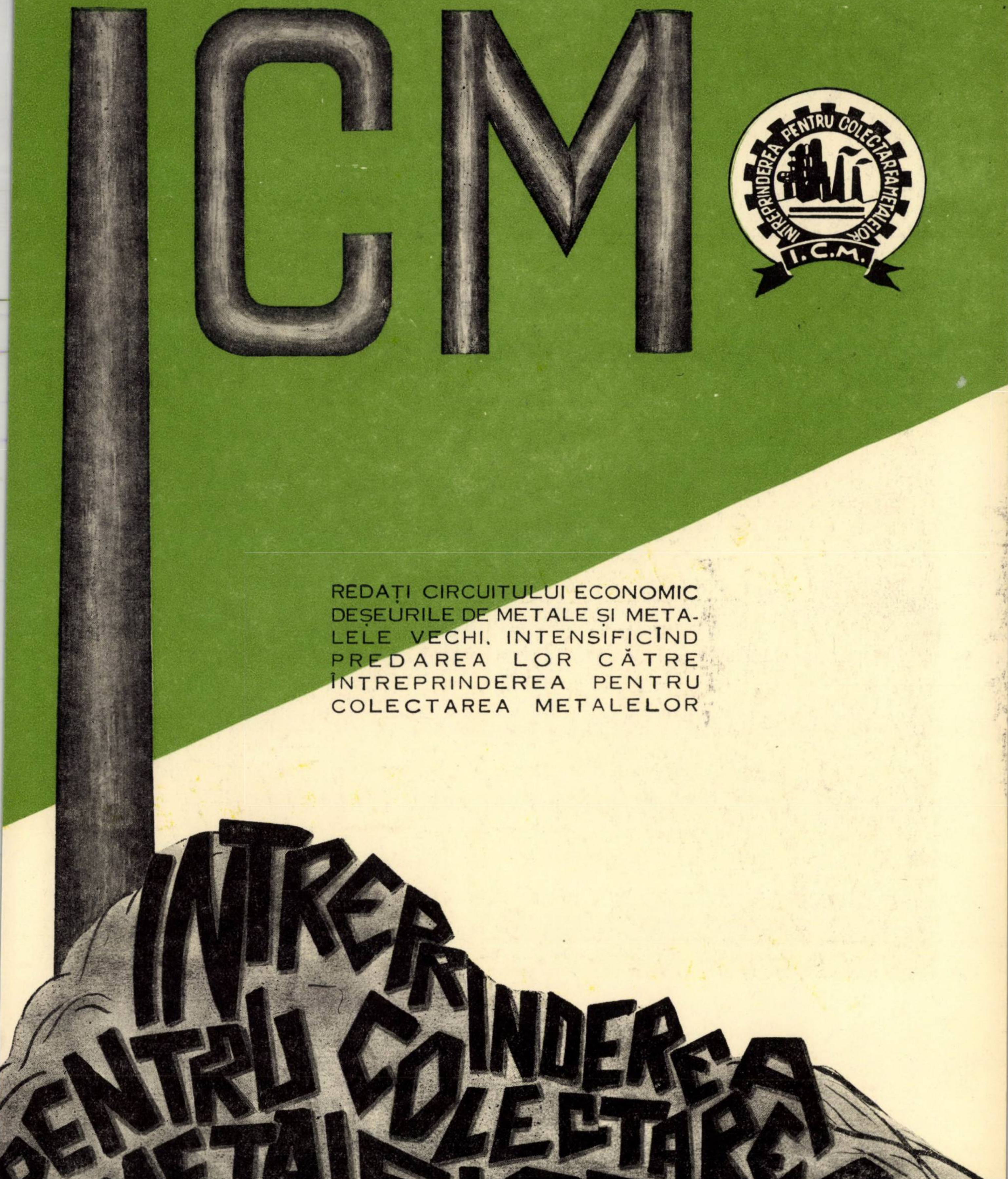
Succesele sale sînt bazate pe calitatea produsului, pe asistența tehnică și serviciile aduse clienților. De aceea aproape toate ramurile industriei apreciază astăzi avantajele reductoarelor BAUER pentru antrenarea mașinilor de turație redusă a melanjoarelor și a altor aparate. Multe probleme în legătură cu antrenarea mașinilor mai așteaptă însă o soluționare corespunzătoare. In aceste cazuri trebuie să se acorde încredere experienței dobîndite de BAUER în tehnica antrenării. Veți primi la cerere o documentație detaliată sau veți avea o întrevedere cu unul din consilierii tehnici BAUER care va fi fericit să vă viziteze.

BAUER

Eberhard Bauer • Esslingen-Neckar

REPUBLICA FEDERALĂ
GERMANĂ

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1963


ICM
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE DE METALE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

1967 MÁJ 1

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

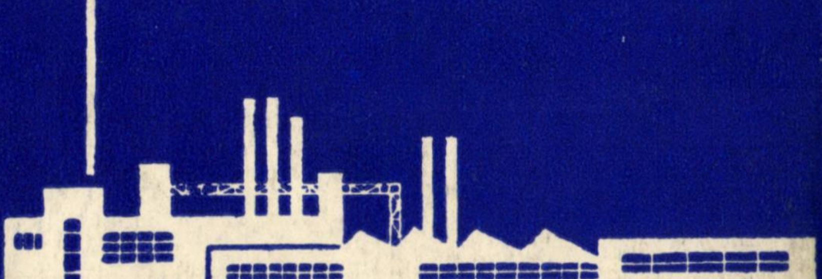
Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43



E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

8

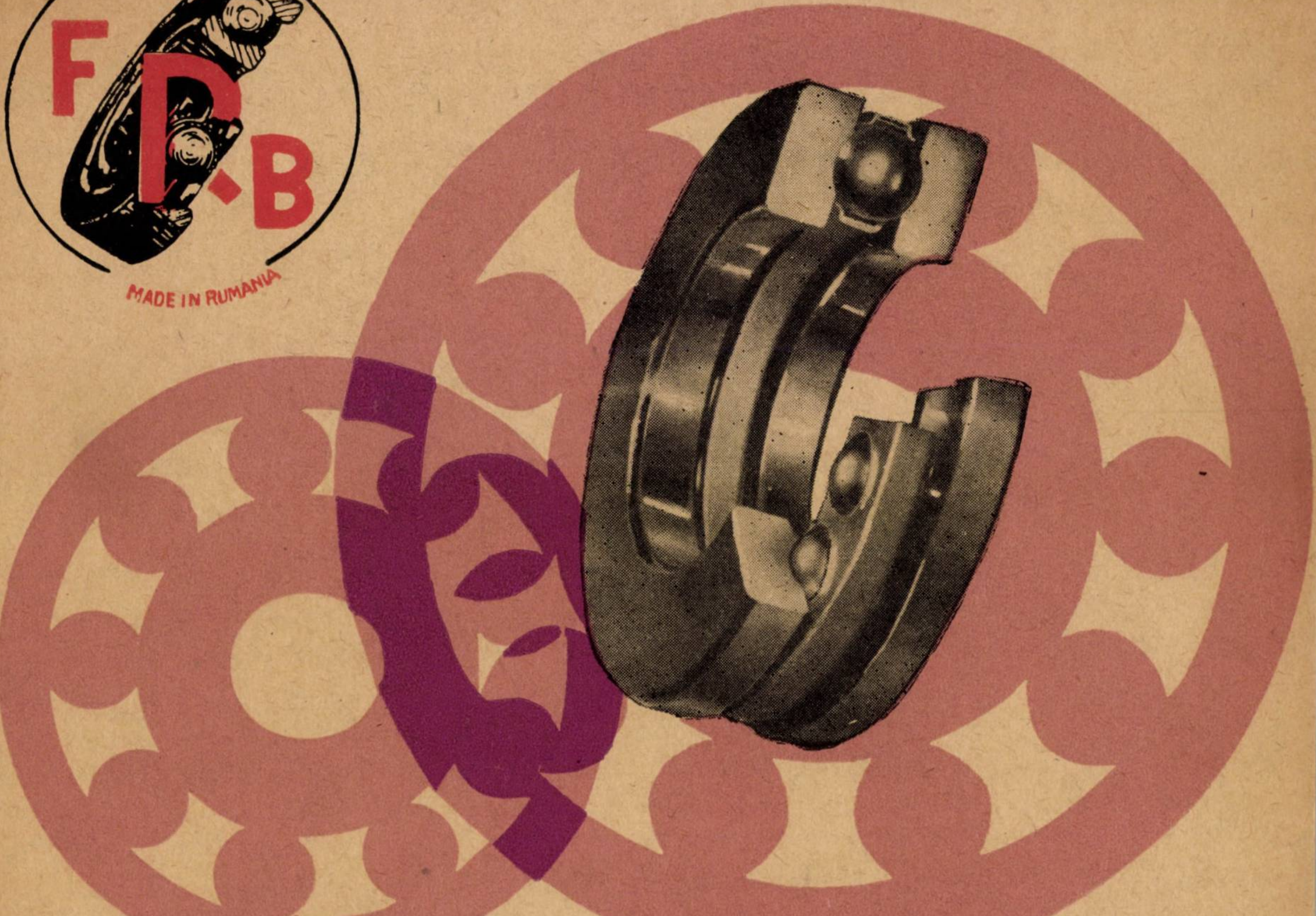
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVIII • Nr. 8 • AUGUST 1966

FABRICA DE RULMENŢI

BÎRLAD

FDB

MADE IN RUMANIA



Livrează:

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

rulmenţi de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

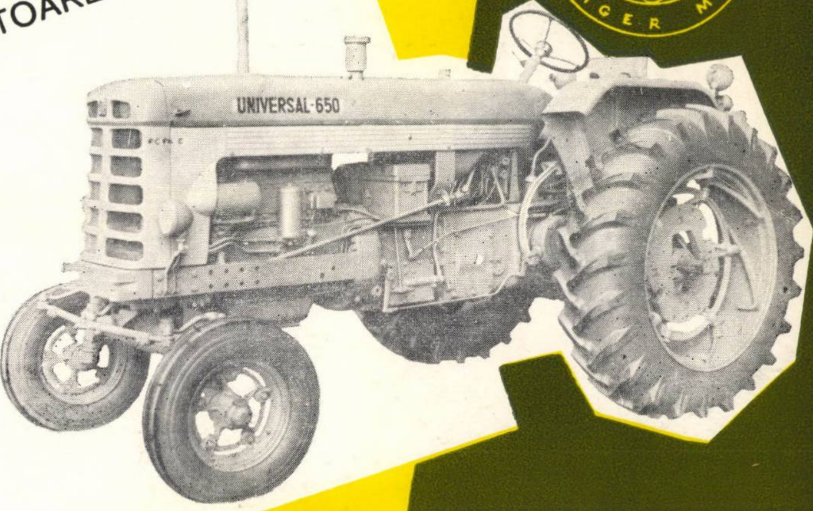
produce:

TRACTOARE

U-650

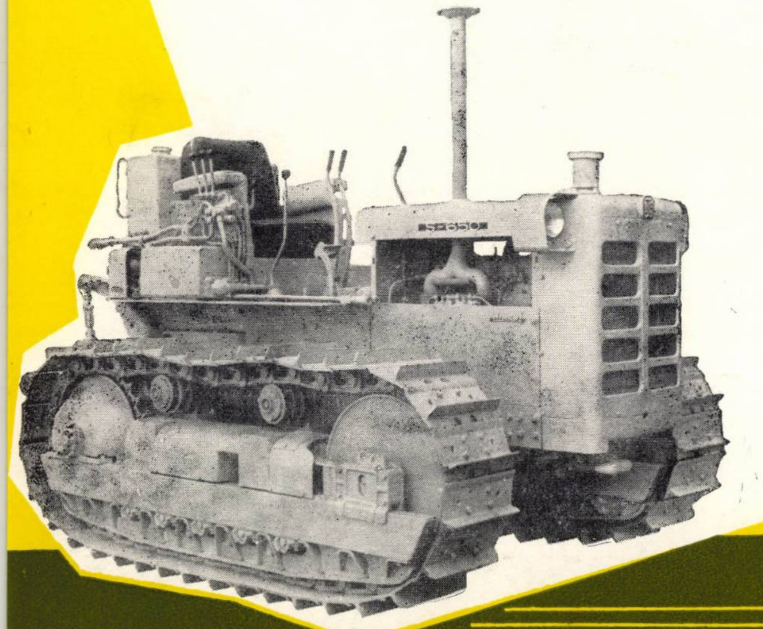
TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP

- ● CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- ● CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

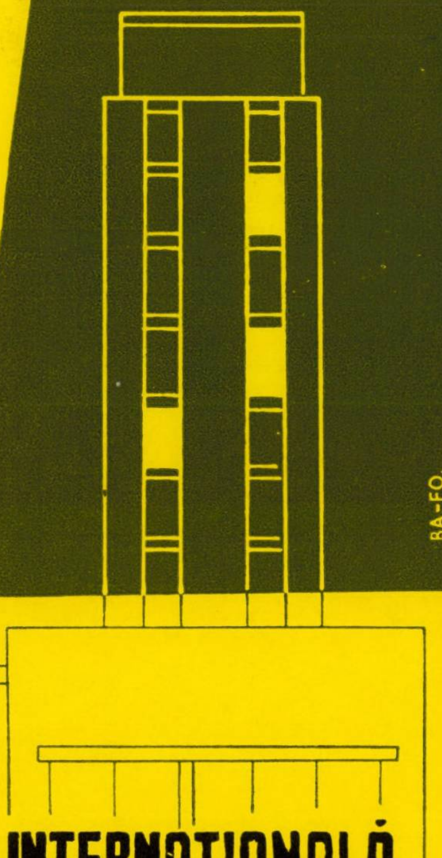


S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



MOTOARE DIESEL



BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

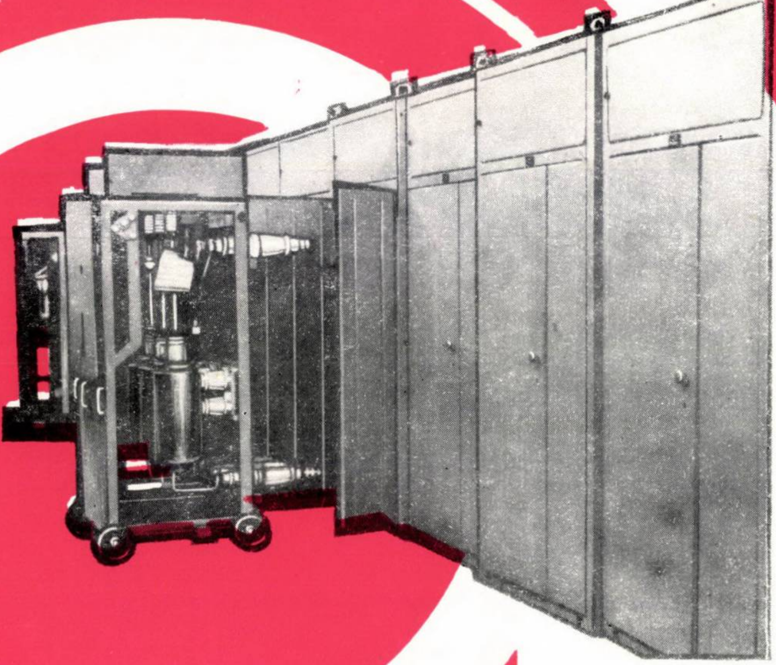
-pentru diferite servicii
din cadrul sistemului energetic
al uzinelor
folosiți:

CELULE PREFABRICATE DE ÎNALTĂ TENSIUNE

10 kV

echipate conform destinației și după schema comutației secundare cerute de client

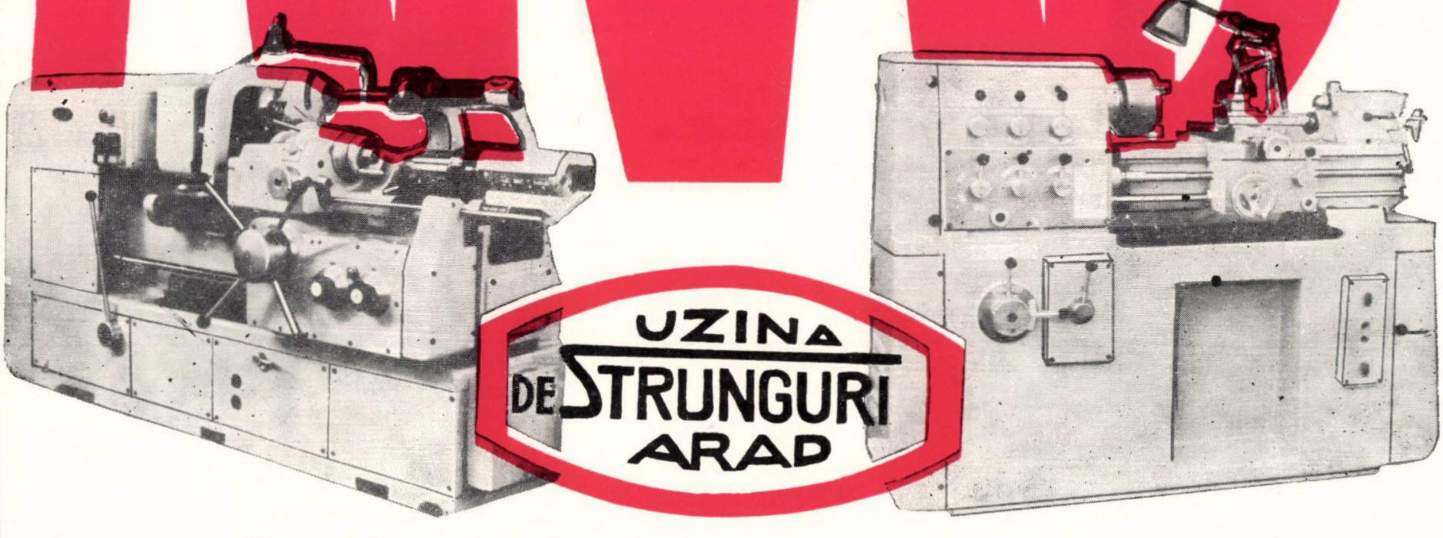
- posibilități multiple de echipare cu un număr redus de elemente modulate



UZINELE
ELECTROPUTERE
CRAIOVA

ARAD

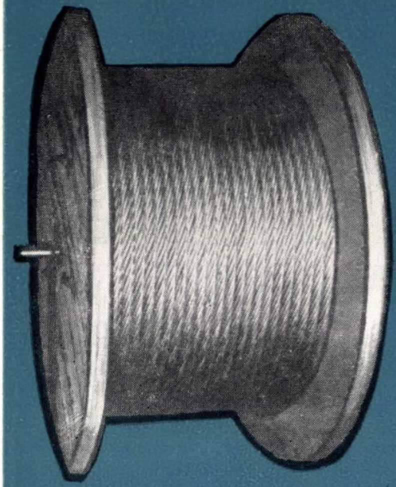
UZINA DE STRUNGURI



UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 şi 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 şi SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 şi SRV 40 şi
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200

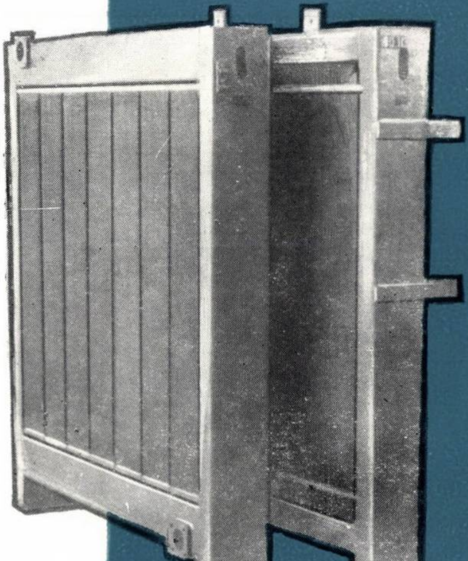
Calea Aurel Vlaicu nr. 41-43



Cabluri din oțel pentru
tracțiune și conductori
funie de aluminiu și oțel
aluminiu pentru linii
de energie electrică.

FABRICA DE RADIATOARE ȘI CABLURI-BRAȘOV

Soșeaua Cristianului nr. 1-3
tel: 1.47.22.



Radiatoare pentru
motoare auto, tractoare,
locomotive Diesel
și motoare stabile.

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace

uzina rulmentul brasov

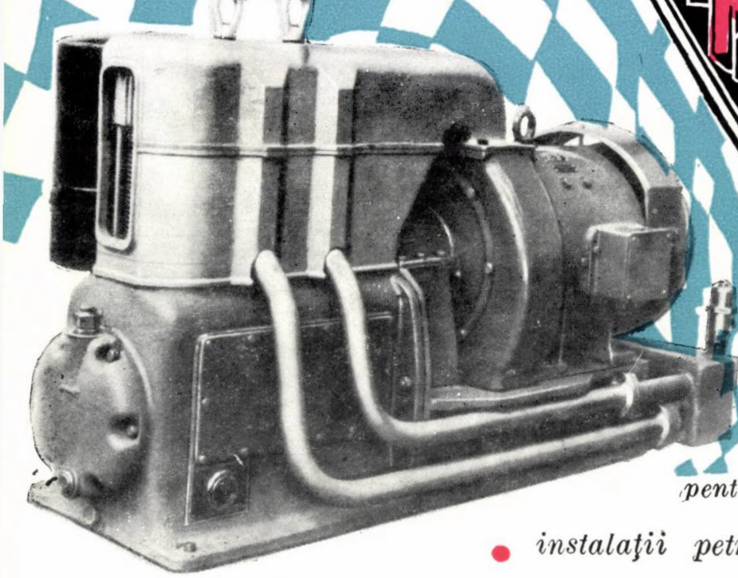
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

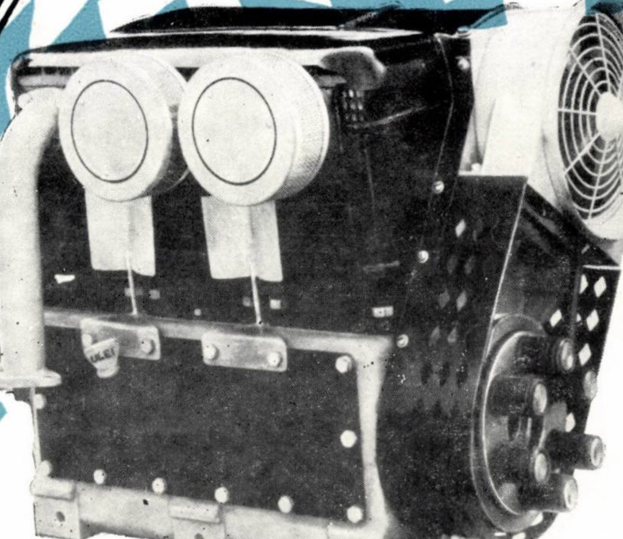
UZINA DE COMPRESOARE ŞI MOTOARE

TIMPURI NOI
BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară
şi străinătate

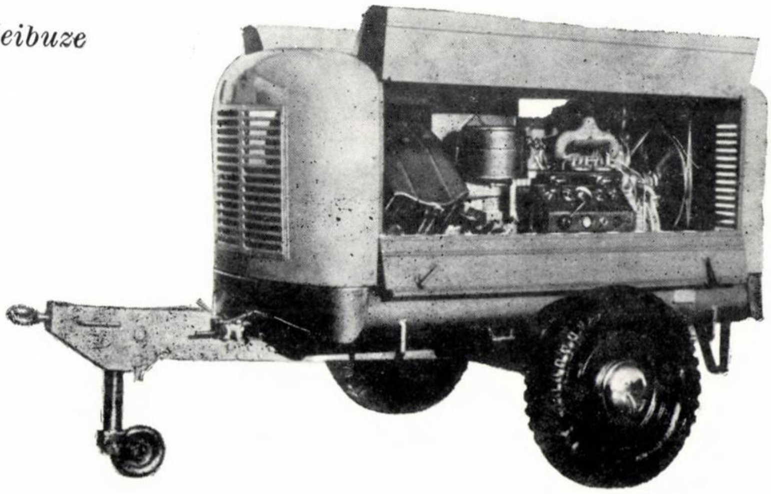
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON





pentru :

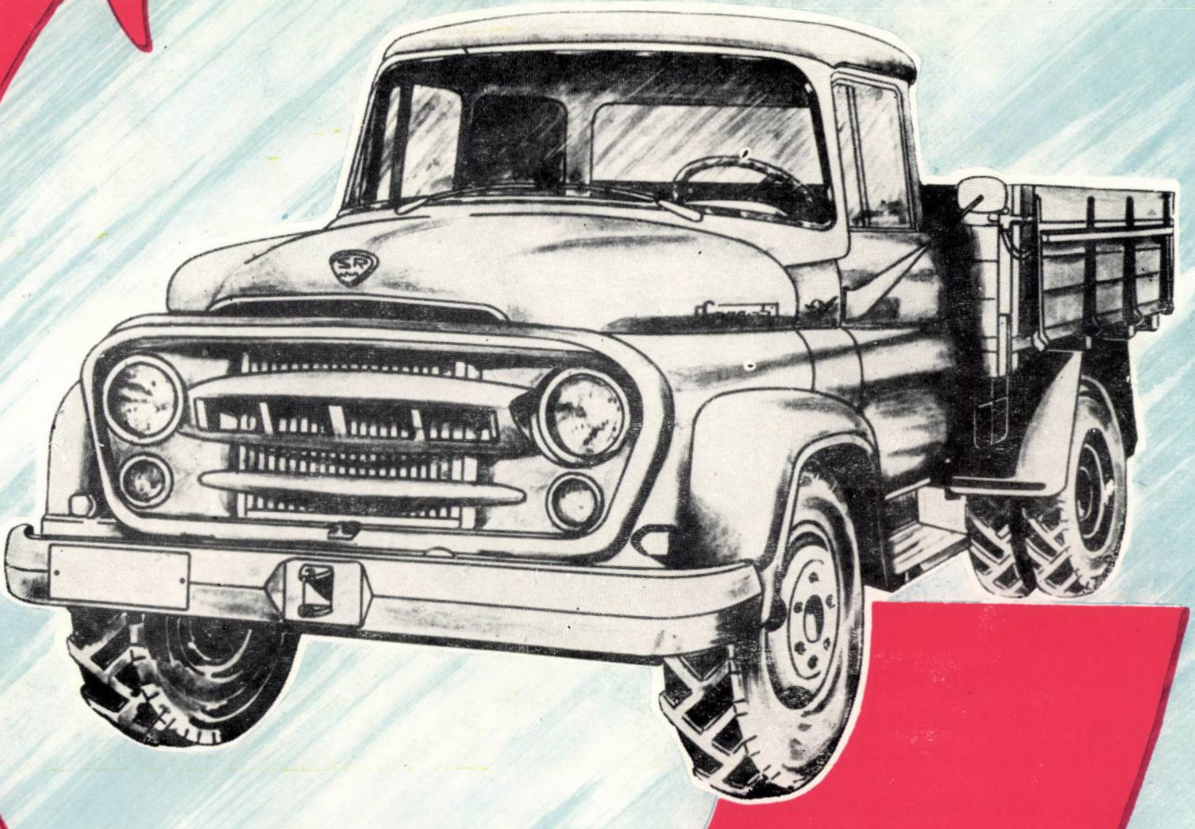
- *instalaţii petroliere*
- *locomotive*
- *excavatoare*
- *şantiere*
- *vopsitorii*
- *troleibuze*
- *automatizări etc.*



La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum şi pentru orice problemă legată de compresoare

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI
TIMPURI NOI

- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea 140 CP
  viteza 90 km/h
- sarcina utilă 3T - SR-131
  5T - SR-113
- consum la 100 km. 25l - SR-131
  28l - SR-113

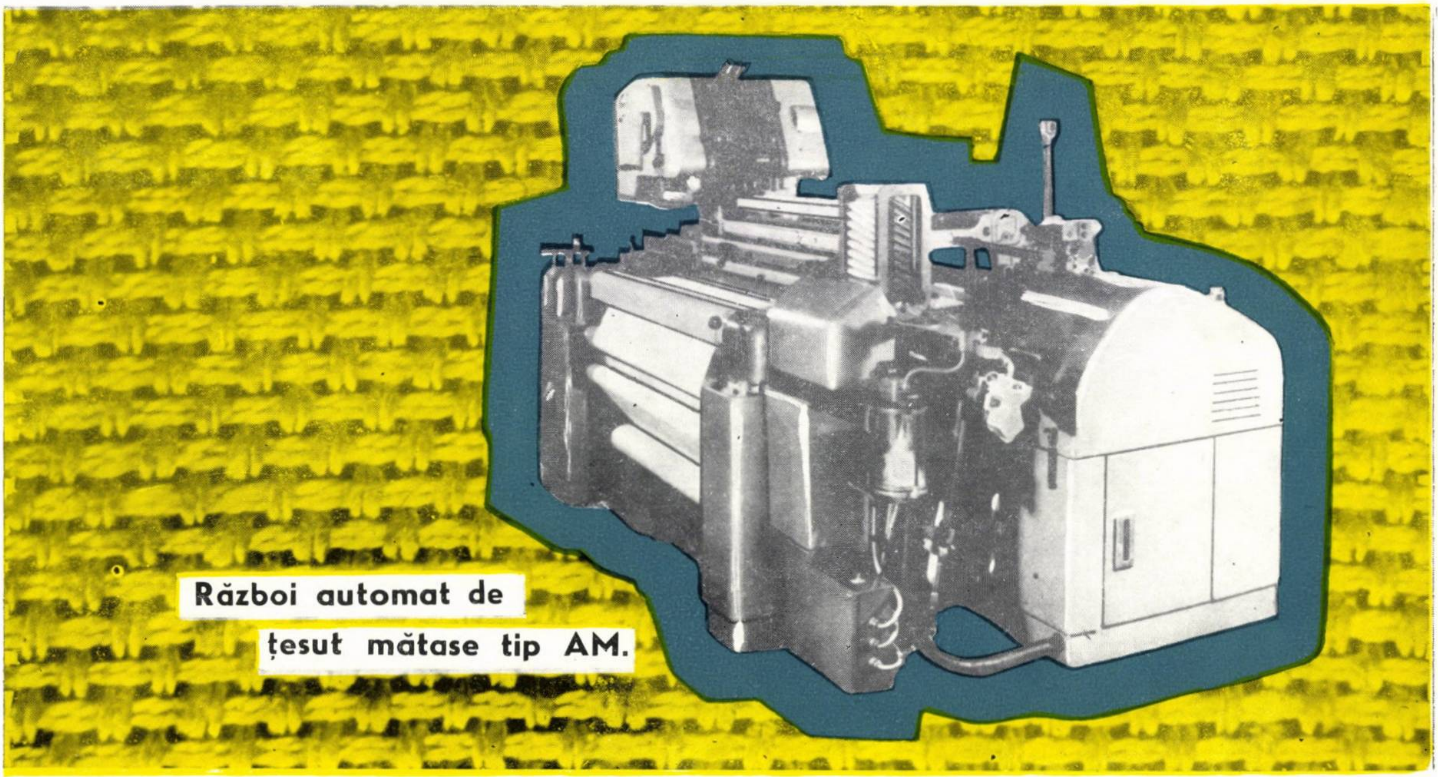


Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - Strada Poenelor 5 * Telefon 16310

UZINA
UNIREA



Război automat de țesut mătase tip AM.

LIVREAZĂ IN MOD CURENT:

- — Carde de bumbac tip C.
- — Războaie automate de țesut bumbac tip A.
- — Ratiere pentru războaie tip A.
- — Războaie automate de țesut mătase tip AM.
- — Mașini de pieptănat lînă tip PL.
- — Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R.
- — Mașini cu inele pentru filat lînă pieptănată, tip FLP.
- — Mașini de filat bumbac cardat, tip FI.
- — Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- — Liniale pentru carde de bumbac.
- — Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- — Trenuri de laminare de mare întindere.
- — Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- — Piese brute turnate din fontă cenușie.
- — Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Piața 1 Mai 3-5 CLUJ

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, AUGUST 1966, Nr. 8

CUPRINS

MOGA, A. : **Despre organizarea cercetării în construcția de mașini.** 441

DEMIAN, T. și TUDOR, D. : **Asupra teoriei preciziei mecanismelor.** 444

MIHĂESCU, C., MUSCAN, A. și MUSCAN, R. : **Noi tipuri de corpuri cilindrice cu perete gros.** 448

NĂSTASE, M. : **Cercetări experimentale privind dimensiunile antecamerei unui motor Diesel.** 454

GREAVU, N. : **Sudarea țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru, alamă și oțel inoxidabil.** 459

SCHÄCHTER, S. și COSTAKE, N. : **Mecanizarea prelucrării informațiilor și organizarea științifică a producției.** 465

ECHIM, T. I. : **Contribuții la tăierea cu jet de plasmă a metalelor neferoase și a oțelurilor inoxidabile.** 468

CIUCĂ, C. și DRUGESCU, E. : **Unele probleme ale procesului tehnologic de fabricare a cuțitelor de foarfece de dimensiuni mari din oțel Tenax N.** 473

SOȘEA, I. și ONICĂ, M. : **Bărci de salvare din aluminiu.** 480

GEORGESCU, G. : **Considerații tehnice privind instalațiile de frig la bordul navelor.** 484

VOICU, V. și CASIAN, E. : **Metode de ventilare pentru combaterea nocivităților de la sudarea electrică.** 489

DOCUMENTARE 492

RECENZII 496

CRONICĂ 498

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

SUMAR

CZ 621 : 061.6 : 338.062.4

Moga, A.: **Despre organizarea cercetării în construcția de mașini.**

Se evidențiază principiile organizării cercetării științifice în domeniul construcției de mașini în țara noastră.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 441—443

CZ 621—232.001

Demian, T. și *Tudor, D.* : **Asupra teoriei preciziei mecanismelor.**

Se elaborează două metode pentru calculul abaterilor cu care mecanismele reproduc funcțiile prescrise.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 444—448

CZ 66.023

Mihăescu, C., Muscan, A. și *Muscan, R.* : **Noi tipuri de corpuri cilindrice cu perete gros.**

Se prezintă un nou tip de corp de înaltă presiune și rezultatele încercărilor realizate pe mai multe modele experimentale.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 448—454

CZ 621.436.4.001.5

Năstase, M. : **Cercetări experimentale privind dimensiunile antecamerei unui motor Diesel.**

Se evidențiază rezultatele cercetărilor experimentale referitoare la influența caracteristicilor principale ale antecamerei unui motor Diesel asupra performanțelor respective.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 454—458

CZ 621.774.5 : 621.774.22 : 621.791.762

Greavu, N. : **Sudarea țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru, alamă și oțel inoxidabil.**

Se prezintă rezultatele încercărilor efectuate cu diverse procedee de sudare pentru placarea interioară a țevilor din oțel carbon.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 459—465

CZ 621—52 : 338.062.4

Schächter, S. și *Costake, N.* : **Mecanizarea prelucrării informațiilor și organizarea științifică a producției.**

Se evidențiază o serie de considerații asupra introducerii calculatoarelor numerice în conducerea operativă a fabricației.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 465—468

CZ 621.791.947 : 669.2/.8 : 669.14.018.8

Echim, T. I. : **Contribuții la tăierea cu jet de plasmă a metalelor neferoase și a oțelurilor inoxidabile.**

Se prezintă instalația de tăiere cu jet de plasmă realizată în cadrul Intreprinderii de montaje — București și se evidențiază rezultatele obținute.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 468—472

CZ 621.967.1 : 669.14.018.253

Ciucă, C. și *Drugescu, E.* : **Unele probleme ale procesului tehnologic de fabricare a cuțitelor de foarfece de dimensiuni mari din oțel Tenax N.**

Se analizează cauzele uzării cuțitelor de foarfece din oțel Tenax N și se stabilește o tehnologie corespunzătoare pentru tratarea termică a acestor scule.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 473—480

CZ 629.125.51 : 669.717

Soșea, I. și *Onică, M.* : **Bărci de salvare din aluminiu.**

Se prezintă procesul tehnologic de fabricație a bărcilor de salvare sudate din aluminiu realizate la Uzina mecanică — Turnu Severin.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 480—483

CZ 629.12.06 : 628.82

Georgescu, G. : **Considerații tehnice privind instalațiile de frig la bordul navelor.**

Se analizează în mod critic soluțiile adoptate pentru realizarea și montarea instalațiilor de frig sau climatizare la bordul navelor.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 484—489

CZ 621.791.7 : 628.83 : 628.512

Voicu, V. și *Casian, E.* : **Metode de ventilare pentru combaterea nocivităților de la sudarea electrică.**

Se descriu o serie de instalații pentru ventilare locală în ateliere și în spații reduse.

Construcția de mașini 18 (1966), nr. 8, p. 489—491

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacția și administrația, București, Str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Națională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual : tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I.P. „Informația", str. Brezoianu, nr. 23—25, București. Cd. 3575
Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

CD 621 : 061.6 : 338.062.4

Мога, А.: **К вопросу организации исследований в машиностроении**

Излагаются принципы организации научных исследований в области машиностроения в Румынии.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 441–443

CD 621–232.001

Демиан, Т. и *Тудор, Д.*: **О теории точности механизмов.**

Описываются два метода,;разработанные для расчета отклонений, которыми механизмы воспроизводят заданные функции.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 444–448

CD 66.023

Михэеску, Ч., *Мускан, А* и *Мускан, Р.*: **Новые типы цилиндрических толстостенных корпусов.**

Представлен новый тип корпуса высокого давления и результаты испытаний, полученные на нескольких экспериментальных моделях.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p 448–454

CD 621.436.4.001.5

Нэстасе, М.: **Экспериментальные исследования размеров аванкамеры дизеля.**

Приводятся результаты экспериментальных исследований для определения влияния основных характеристик аванкамеры дизеля на соответствующие клд.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 454–458

CD 621.774.5 : 621.774.22 : 621.791.762

Гряву, Н.: **Сварка труб из углеродистой стали, плакированных внутри медью, латунью и нержавеющей сталью.**

Приводятся результаты испытаний, проведенных различными способами сварки для внутреннего плакирования труб из углеродистой стали.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 459–465

CD 621–52 : 338.062.4

Шехтер, С. и *Костаке, Н.*: **Механизация разработки информаций и научная организация продукции.**

Рассматривается ряд вопросов, по внедрению счетных цифроВых устройств в опрерáтивном руководстве производства.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 465–468

CD 621.791.947 : 669.2/.8 : 669.14.018.8

Ек им, И. Т.: **Резка цветных металлов и нержавеющей стали струей плазмы.**

Описывается установка для резки при помощи струи плазмы, осуществленная на монтажном предприятии — Бухарест и приводятся полученные результаты.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 468–472

CD 621.967.1 : 669.14.018.253

Чукэ, Ч. и *Дружеску, Е*: **Некоторые вопросы технического процесса изготовления ножеи для ножниц больших размеров из стали тенакс н**

Рассматриваются причины износа ножоей ножниц из ттали Тенакс Н и устанавливается соответствующая сехнология термообработки этих инструментов.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 473–480

CD 629.125.51 : 669.717

Шошя, И. и *Оникэ М.*: **Алюминиевые спасательные шлюпки.**

Описывается технологический процесс изготовления алюминиевых спастательных шлюпок способом сварки на Механическом заводе Турну Северин.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 480–483

CD 629.12.06 : 628.82

Жёржеску, Г.: **Некоторые соображения по технике холодильных установок на борту судна.**

Проводится критический анализ решений, примененных для осуществления и монтажа холодильных установок и установок кондиционирования воздуха на борту судна.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 484–489

CD 621.791.7 : 628.83 :628.512

Вайку, В.. и Косиан, Е.: **Способы вентиляции для удаления вредного воздуха от электрических сварок.**

Описывается ряд установок для местной вентиляции в мастерских и в небольших помещениях.

Construcţia de maşini 18 (1966), no. 8, p. 489–491

SOMMAIRE

CD 621 : 061.6 : 338.062.4

Moga, A. : **L'organisation de la recherche dans la construction mécanique.**

On met en évidence les principes de l'organisation de la recherche scientifique dans le domaine de la construction mécanique roumaine.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 441–443

CD 621–232.001

Demian, T. et *Tudor, D.* : **Sur la théorie de la précision des mécanismes.**

Les auteurs ont élaboré deux méthodes pour le calcul des écarts lorsque les mécanismes reproduisent les fonctions prescrites.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 444–448

CD 66.023

Mihăescu, C., *Muscan, A.* et *Muscan, R.* : **Nouveaux types de réservoirs cylindriques à paroi épaisse.**

On présente un nouveau type de réservoir pour haute pression, ainsi que les résultats obtenus sur plusieurs modèles.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 448–454

CD 621.436.4.001.5

Năstase, M. : **Recherches expérimentales sur les dimensions de l'antichambre d'un moteur diesel.**

On expose les résultats des recherches expérimentales concernant l'influence des caractéristiques de l'antichambre d'un moteur diesel sur les performances respectives.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 454–458

CD 621.774.5 : 621.774.22 : 621.791.762

Greavu, N. : **Le soudage des tuyaux en acier au carbone dont le placage intérieur est en cuivre, en laiton et en acier inoxydable.**

On donne les résultats des essais exécutés à l'aide de divers procédés de soudage pour le placage intérieur des tuyaux en acier au carbone.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 459–465

CD 621–52 : 338.062.4

Schächter, S. et *Costake, N.* : **La mécanisation de l'élaboration des informations et l'organisation scientifique de la production.**

Une série de considérations sur l'introduction des calculateurs numériques dans la conduite efficiente de la fabrication.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 465–468

CD 621.791.947 : 669.2/.8 : 669.14.018.8

Echim, I. T. : **Contributions au coupage à jet de plasma des métaux non ferreux et des aciers inoxydables.**

L'auteur décrit l'insta'lation pour le coupage à jet de plasma réalisée par l'Entreprise de montages de Bucarest et souligne les résultats.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 468–472

CD 621.967.1 : 669.14.018.253

Ciucă, C. et *Drugescu, E.* : **Quelques problèmes posés par le processus de fabrication des lames des cisailles de grandes dimensions, en acier Tenax N.**

On examine les causes de l'usure des lames des cisailles en acier Tenax N et on établit une technologie pour leur traitement thermique.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 473–480

CD 629.125.51 : 669.717

Soşea, I. et *Onică, M.* : **Bateaux de sauvetage en aluminium.**

On présente le processus technologique de fabrication des bateaux de sauvetage en aluminium construits par l'Usine mécanique de Turnu Severin.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 480–483

CD 629.12.06 : 628.82

Georgescu, G. : **Considérations techniques sur les installations de froid des navires.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 484–489

CD 621.791.7 : 628.83 : 628.512

Voicu, V. et *Casian, E.* : **Méthodes de ventilation pour combattre la pollution de l'air provoquée par le soudage électrique.**

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 489–491

CONTENTS

DC 621 : 061.6 : 338.062.4

Moga, A. : **Concerning the management of research activities in the field of mechanical engineering.**

The principles on which the management of scientific research in the field of mechanical engineering is based in our country are pointed out.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 441–443

DC 621–232.001

Demian, T. and *Tudor, D.* : **Contribution to the theory of the accuracy of mechanisms.**

Two methods of calculating the deviations with which the mechanisms are reproducing the prescribed functions have been worked out.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p .444–484

DC 66.023

Mihăescu, C., *Muscan, A.* and *Muscan, R.* : **New types of thickwalled cylindrical bodies.**

A new type high-pressure body is presented as well as the results obtained with several experimental models.

Construcţia de maşini 18 (1966) nr. 8, p. 448–454

DC 621.433.4.001.5

Năstase, M. : **Experimental researches concerning the dimensions of the forechamber of Diesel engines.**

The results of the experimental investigations regarding the influence of the main characteristics of the forechamber of Diesel engines on the respective performances are pointed out.

Construcţia de maşini 18 (1966) ,nr. 8, p. 454–458

DC 621.774.5 : 621.774.22 : 621.791.762

Greavu, N. : **The welding of the carbon-steel tubes plated with copper, brass and non-corrosive steel.**

The results are presented of tests carried out with different welding methods for the internal coating of carbon-steel tubes.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8 p. 459–465

DC 621–52 : 338.062.4

Schächler, S. and *Costake, N.* : **The mechanical processing of informations and the scientific management of production.**

A series of considerations concerning the introduction of digital computers for the efficient direction of the manufacturing process are presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 465–468

DC 621.791.947 : 669.2/.8 : 669.14.018.8

Echim, I. T. : **Contributions to the cutting of non-ferrous metals and non-corrosive steels by means of jet plasma.**

The plasma-jet cutting device achieved at the Assembling Enterprise from Bucharest and the results obtained are presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 468–472

DC 621.966Î.1 : 669.14.018.253

Ciucă, C. and *Drugescu, E.* : **Some problems of the manufacturing process of big shears knives made of Tenax N steel.**

The causes of wear in the shears knives made of Tenax N steel are analysed and an adequate technology is established for the thermical treatment of these tools.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 473–480

DC 629.125.51 : 669.717

Soşea, I. and *Onică, M.* : **Aluminium-made life boats.**

The manufacturing process of aluminium-made welded life boats produced at the Mechanical Works from Turnu-Severin is presented.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8 p. 480–483

DC 629.12.06 : 628.82

Georgescu, G. : **Technical considerations concerning the refrigerating plants on board of ships.**

The solutions adopted for the production and mounting of refrigerating and conditioning plants on board of ships are analysed.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 484–489

DC 621.791.7 : 628.83 : 628.512

Voicu, V. and *Casian, E.* : **Ventilation methods for controlling the harmful effects of electric welding.**

The description is given of a series of installations for local ventilation in workshops and narrow spaces.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 8, p. 489–491

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, AUGUST 1966, Nr. 8

CZ 621: 061.6: 338.062.4

Despre organizarea cercetării în construcţia de maşini

ALEXANDRU MOGA
din C.N.C.S.

Procesul firesc de dezvoltare ciclică a societăţii în trepte calitative, constituind progresul, corespunde în epoca actuală, la noi, creşterii prestigiului ştiinţei şi tehnicii româneşti, care urmăreşte în ultima analiză modificarea radicală a condiţiilor producţiei materiale şi a posibilităţilor de valorificare a bogăţiilor noastre naturale în folosul oamenilor muncii. Deşi deschis cu numai două decenii în urmă, acest drum este jalonat de un şir de realizări meritorii care îndreptăţesc convingerea organizatorilor şi făuritorilor lui că el trebuie parcurs cu paşi hotărîţi spre ţelul măreţ a cărui atingere este socotită de noi toţi o îndatorire patriotică de înaltă răspundere.

Integraţi în complexul forţelor creatoare ale patrimoniului naţional, constructorii de maşini, de la cei care lucrează în sectorul muncii de concepţie pînă la cei din compartimentul de execuţie şi verificare, au sarcina de a dota cu maşini, aparate şi utilaje toate ramurile economiei. Conştienţi de rolul lor determinant, în condiţiile deosebit de favorabile create, oamenii de ştiinţă arată muncitorilor calea spre îmbunătăţirea continuă a indicatorilor tehnico-economici ai agregatelor, prin descoperirea şi aplicarea în practica industrială a noilor posibilităţi şi mijloace ale tehnicii, paralel cu creşterea volumului producţiei industriale globale.

Directivele Congresului al VIII-lea şi al IX-lea al P.C.R., asigurînd dezvoltarea armonioasă a economiei ţării noastre în deceniul 1960 — 1970, au determinat creşterea ponderii ramurii industriei constructoare de maşini în producţia industrială globală la 28% în 1965, faţă de 10,2% cît reprezenta în 1938, la un volum de producţie sporit în aceeaşi perioadă de peste 20 de ori; ele creează totodată premisele creşterii cu 75% a producţiei industriale pînă în anul 1970, în ritmul mediu anual de 12%, superior deci celui al ansamblului industriei.

Prima jumătate a acestui deceniu s-a caracterizat prin acoperirea din resurse interne a necesităţilor multor ramuri ale economiei, ca agricultura, căile ferate, extracţia ţiţeiului şi altele, şi prin satisfacerea a circa 70% din necesarul pe economie de: maşini, utilaje, instalaţii şi aparatură.

Este cunoscută contribuţia industriei noastre constructoare de maşini la realizarea unor importante obiective industriale, ca: uzina de alumină de la Oradea, uzina de aluminiu de la Slatina, combinatul de îngrăşăminte de la Turnu-Severin, hidrocentralele din avalul centralei Bicaz etc. La fel de cunoscute sînt realizări reprezentative, ca: instalaţiile tehnologice complexe pentru acid sulfuric de la Baia-Mare şi Copşa-Mică, turbosuflantele de 140 000 m³/min şi instalaţia de încărcare pentru furnalul de 1 000 m³, exhaustorul cu debitul de 12 000 m³/h, laminorul pentru ţevi de 6″, melanjorul de 600 t etc.

Pentru înzestrarea proprie, producţia de maşini-unelte a cunoscut o largă dezvoltare în proporţie superioară, adică 3 la 1 faţă de anul 1959, culminînd cu strungurile carusel, strungurile revolver şi maşinile de rectificat, în domeniul maşinilor-unelte, şi cu liniile automate şi de transfer din fabricaţia de tractoare şi camioane.

Industria electrotehnică, prin asimilarea unui număr foarte mare de tipodimensiuni de produse dintre care unele complet noi, ca şi, pe de altă parte, prin producţia elementelor şi instalaţiilor de automatizare, a contribuit în însemnată măsură la dotarea la nivel tehnic superior a industriei şi economiei Republicii Socialiste România, evidenţiată cu ocazia Expoziţiei economiei naţionale, ea însăşi expresie elocventă a maturităţii noastre tehnice.

În acelaşi timp, o cotă-parte însemnată din cele peste 5 miliarde şi jumătate lei cheltuiţi pentru dezvoltarea ştiinţei, din care peste 4 miliarde pentru institutele departamentale şi laboratoarele uzinale, a format suportul material al sporirii şi în construcţia de maşini a „inteligenţei" proprii, bun cu preţ de circulaţie foarte ridicat în prezent pe piaţa mondială şi a cărui procurare a reprezentat, conform unor calcule globale, cam 20% din valoarea importului de instalaţii industriale complexe.

Cunoscînd toate cele arătate şi în scopul creşterii ponderii produselor ramurii construcţiei de maşini româneşti pe piaţa mondială, cu reflectarea în economia naţională a multiplelor ei avantaje, a doua jumătate a deceniului în curs trebuie să se caracterizeze prin fructificarea bogatei experienţe cîştigate în prima jumătate şi aceasta cu atît mai mult cu cît concurăm pe o piaţă în care preponderenţa calităţii asupra cantităţii produselor industriale şi-a spus de mult cuvîntul hotărîtor.

În primul rînd se impune să se analizeze cu matură chibzuinţă şi să se aprecieze foarte judicios condiţiile ştiinţifice şi tehnico-economice în care vor fi realizate în cadrul programului de dezvoltare a diferitelor ramuri industriale, inclusiv programul de electrificare a ţării, cum şi pentru export, agregatele, unităţile industriale, obiectivele grandioase planificate, printre care se numără : hidroagregate pînă la 175 MW, locomotive diesel hidraulice pînă la 1 200 CP şi locomotive electrice pînă la 6580 CP, cargouri pînă la 12 500 tdw, serii noi de autocamioane pînă la 8 t, noi tipuri de tractoare înzestrate cu echipament hidraulic, pneumatic şi electric pentru executarea tuturor lucrărilor cerute de agrotehnica modernă, diversificarea şi sporirea cu peste 100 de tipuri a maşinilor agricole existente, îmbogăţirea utilajului pentru foraj extracţie cu noi instalaţii, ca : troliul pentru măsurări speciale la sonde de 7 000 m adîncime, instalaţia de intervenţie de 3 t forţă sarcină la cîrlig etc., centrale de beton stabile cu capacitate pînă la 60 000 m^3/an şi mobile cu capacitate pînă la 20 000 m^3/an, noi excavatoare şi rulouri compresoare, vibratoare şi alte echipamente pentru industria construcţiilor şi pentru întreţinerea drumurilor, maşini moderne automate şi semiautomate pentru prelucrarea lemnului şi pentru fabricile de mobilă, utilaje noi pentru industriile alimentară, textilă etc.

Pentru electrificarea ţării şi pentru dezvoltarea industriei electrotehnice într-un ritm mediu anual superior lui 16%, planificat în perioada 1966 — 1970, sînt de asemenea de rezolvat probleme importante, ca: însuşirea în fabricaţie a micromotoarelor, realizarea transformatoarelor de 400 kV, creşterea considerabilă a producţiei aparatelor de recepţie, fabricarea în unităţi noi a elementelor de automatizare şi a aparaturii electronice industriale, cum şi a celei destinate dezvoltării tehnicii nucleare, dezvoltarea şi diversificarea largă a producţiei de elemente şi dispozitive cu semiconductoare şi de echipamente necesare întregii noastre industrii.

Pentru autoutilare şi pentru propria dotare, ramura industrială a construcţiilor de maşini îşi va îmbogăţi ca sortimente şi tipodimensiuni producţia de maşini-unelte şi agregate cu : freze portal, maşini orizontale de găurit, maşini de rectificat, strunguri automate şi revolver, maşini de presare-forjare, maşini agregat etc.

Pentru a da viaţă celor enumerate aici numai succint, însă înscrise în amănunt în planurile economice de perspectivă, şi aceasta în condiţiile utilizării cu beneficii maxime a importantelor investiţii alocate în acest scop, este necesară desfăşurarea unei activităţi ştiinţifico-tehnice continuu susţinute şi ireproşabil organizate, pentru care se prevăd fondurile necesare în buget.

Documentele de partid şi de stat, publicate în ultimele luni, constituie un îndreptar multilateral pentru activitatea noastră de concepţie şi execuţie în perioada de perspectivă, iar numeroasele articole apărute în presă şi în literatura de specialitate sub semnătura celor mai cunoscuţi oameni de ştiinţă şi a multor cadre cu munci de conducere şi de răspundere în compartimentele cheie ale economiei dovedesc competenţă deplină. Rămîne ca ceea ce se execută să fie bine executat şi aceasta nu este posibil decît dacă există o bună pregătire. Ea cere cunoaşterea perfectă de către fiecare dintre noi, începînd cu vederea de perspectivă şi mergînd pînă la cele mai mici amănunte, a domeniului propriu de activitate, cunoaşterea în suficientă măsură a domeniilor conexe pentru a fi în situaţia de a proceda corect în problemele de colaborare şi delimitare, cum şi cunoaşterea poziţiei la care se află domeniul respectiv faţă de nivelul mondial atins sau către care se tinde să se ajungă.

Considerată în ansamblu, multitudinea de idei şi de probleme enunţate constituie, chiar pentru gînditorii experimentaţi, un domeniu complex şi amplu care nu poate fi stăpînit şi controlat fără un aparat perfect acordat cerinţelor procesului modern de dezvoltare a tehnicii. Acest aparat director, al cărui principiu funcţional este cercetarea ştiinţifică, a fost creat sub egida Consiliului Naţional al Cercetării Ştiinţifice (C.N.C.S.) care are menirea să polarizeze la nivel republican, în comisii cuprinzătoare de coordonare, toate forţele de cercetare ale economiei naţionale.

Desigur, crearea unui asemenea aparat şi adaptarea lui la un organism în continuă transformare nu este nici uşoară şi nici scutită de toate greutăţile inerente oricărui început, însă faptul că atît organele alese, cît şi toţi colaboratorii sînt membri ai instituţiilor centrale chemate să elucideze problema, uşurează atît sarcina acestora, cît şi a consiliului coordonator. Localizînd tema la construcţia de maşini, Academia Republicii Socialiste România, Ministerul Invăţămîntului, Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini şi Direcţia generală de metrologie, standarde şi invenţii îşi coordonează anul acesta, pentru prima oară în mod organizat, planurile de cercetare ştiinţifică ale etapei de perspectivă şi iau cunoştinţă reciproc de răspunderea care le revine şi de toate problemele legate de planurile economice, planurile tehnice, cele de investiții și de dotare cu utilaj și forțe de muncă corespunzătoare.

În planul propriu de activitate al comisiei a III-a, pentru siderurgie, construcții de mașini, electrotehnică, electronică și automatică, a C.N.C.S., alături de acțiuni privind organizarea și coordonarea activității de cercetare științifică, își găsesc corespondentul lor problemele majore din planurile de dezvoltare ale instituțiilor centrale coordonate.

Principalele acțiuni pe care coordonatorul și coordonații le-au abordat sînt :

— Determinarea direcțiilor de dezvoltare a cercetării în construcția de mașini și, o dată cu aceasta, a direcțiilor de dezvoltare a ramurii însăși. Urmînd linia generală de industrializare pe de o parte, armonioasă sub aspect teritorial și pe de altă parte corespunzătoare condițiilor naturale oferite de solul și subsolul patriei noastre, această acțiune directoare își întemeiază lucrările pe o anchetă cu largă participare, asupra situației actuale interne și mondiale; extrapolarea judicioasă a numeroaselor date statistice astfel culese, împletită cu năzuințele îndrăznețe și bine dirijate ale poporului nostru, va stabili relieful topografic și tehnic după care se va desfășura activitatea noastră viitoare.

Pe aceeași linie, numeroasele acțiuni conexe legate de înființarea și dezvoltarea institutelor de ramură, a centrelor de cercetare aferente diferitelor domenii cu pondere însemnată în construcția de mașini și a laboratoarelor uzinale puternice, cum și dotarea cu utilaj corespunzător de cercetare și încercări a acestora și, lucrul cel mai important, detectarea și completarea cadrelor de specialitate care vor trebui să activeze în toate aceste celule producătoare de „inteligență”, preocupă toate organele de conducere din toate instituțiile coordonate de forurile de planificare a economiei și de coordonare a cercetării științifice.

— Întocmirea și coordonarea multilaterală, pe orizontală și pe verticală, a programului unitar de cercetări științifice în construcția de mașini ca parte integrantă a programului unitar general constituie a doua mare acțiune care transformă materia primă, prezentată inițial de instituțiile centrale ca propuneri de plan de perspectivă a cercetării științifice, într-un material cu structură omogenă și orientată.

Datorită structurii sale unitare și orientate, acest material cîștigă în valoarea sa ceea ce dacă este permisă o „licență” în limbajul tehnic, caracteristicile fizico-mecanice ale materialelor utilizate de constructorii de mașini cîștigă prin finisarea și prin orientarea structurii lor cristaline.

Lucrarea este extrem de folositoare și din punct de vedere al stringerii relațiilor în cadrul forțelor de cercetare unde, în adevăr, cu acest prilej s-au ocazionat întrevederi, discuții și schimburi de păreri și cunoștințe, la toate nivelurile și de o anvergură cu totul neobișnuită, creîndu-se astfel premisele unei colaborări viitoare deosebit de promițătoare. Colaborarea se va adînci între unitățile de cercetare pe ramură și între ramurile învecinate organic sau teritorial, tinzîndu-se chiar, atunci cînd este cazul, la crearea unor laboratoare centrale înzestrate cu utilaje unicat, proprii cercetării diferitelor ramuri, sau a unor unități mixte care nu pot fi dotate cu utilaje în mai multe exemplare datorită fie costului exagerat, fie timpului de utilizare nejustificat ca volum decît în cadrul mai multor unități.

O trecere în revistă a tuturor celorlalte probleme arată că, dacă nu fără greutate se poate susține cu succes efortul material necesar rezolvării tematicii de cercetare generate de linia de dezvoltare urmărită, problema cadrelor și a folosirii cît mai raționale a lor trebuie să fie tratată aparte și cu multă atenție.

Statisticile din întreaga lume arată, fără excepție, că majoritatea eforturilor actuale în materie de cercetare gravitează în jurul selecționării, formării și utilizării cadrelor necesare activității de cercetare, deficitare sub aspect calitativ și mai ales sub aspect cantitativ. În acest domeniu, luptei de acaparare a cercetătorilor din lumea capitalistă, noi îi opunem emulația și crearea condițiilor ridicării nivelului de pregătire, cum și valorificarea la nivel național și mondial a cunoștințelor. Este drept însă că, în această privință, trebuie recuperată o oarecare rămînere în urmă și, fiindcă este binecunoscut faptul că un bun cercetător trebuie să fie dotat cu anumite calități naturale, să posede o cultură generală tehnică înaltă și să se specializeze adînc în domeniul abordat, este necesar să se caute și să se folosească toate căile de scurtare a perioadei de formare a cercetătorilor, pe ai căror umeri trebuie să se sprijine dezvoltarea impetuoasă care are loc astăzi în țara noastră.

O asemenea armată nu se poate cumpăra nici cu bani plătiți pe licențe, nici cu alte bunuri de schimb. Ea se formează prin instruirea teoretică și practică pusă la dispoziție de institutele de studii și învățămînt, al căror lot se completează cu centre și laboratoare uzinale bine utilate și din plin utilizate. Membrii săi trebuie să fie elemente pline de abnegație și perseverență. Aceștia, sub îndrumarea unor instructori neobosiți și pricepuți, avînd o instruire deosebită, în care nu este omisă cunoașterea limbilor cu circulație internațională (ceea ce le dă posibilitatea să-și asume din sursă directă cunoștințele), vor dobîndi antrenamentul necesar cîștigării bătăliei.

În această arenă și-au dat întîlnire la începutul acestui cincinal, încurajați și susținuți cu căldură de toți oamenii muncii, făuritorii viitorului luminos al tehnicii noastre, cărora le urăm să se întîlnească victorioși la sărbătorirea primei etape a victoriei, în anul 1970.

CZ 621–232.001

Asupra teoriei preciziei mecanismelor

TRAIAN DEMIAN și DUMITRU TUDOR

Exactitatea cu care mecanismele cu elemente rigide realizează funcțiile pentru care au fost proiectate și determinarea abaterilor de la mărimile calculate sînt probleme ale teoriei preciziei mecanismelor. Soluționarea acestor probleme, care scoate în evidență măsura în care mecanismele execută operațiile pe care le au de îndeplinit, a devenit necesară mai ales o dată cu dezvoltarea aparatelor de măsură și de calcul.

Căile prin care pot fi determinate funcțiile reproduse de mecanismele construite, cum și calculul valoric al erorilor, vor fi urmărite pentru mecanismele cu pîrghii în care — după cum se știe — se pot transforma orice alte mecanisme alcătuite din elemente teoretic nedeformabile.

Pentru a urmări propagarea erorilor se va presupune că mecanismul reproduce funcția :

$$S = S\ (l_1,\ l_2,\ \ldots.,\ l_n), \tag{1}$$

unde variabilele independente l_1, $l_2 \ldots . l_n$ reprezintă parametrii geometrici ai schemei cinematice. Făcînd ipoteza justificată că erorile sînt mărimi mici în raport cu parametrii înșiși, se poate dezvolta funcția în serie Taylor. Dacă erorile de care sînt afectate dimensiunile mecanismului se vor nota prin Δl_1, $\Delta l_2, \ldots, \Delta l_n$, se poate scrie :

$$S + \Delta S = S\,(l_1 + \Delta l_1,\, l_2 + \Delta l_2, \ldots, l_n + \Delta l_n),$$

din care :

$$S + \Delta S = S\ (l_1,\ l_2,\ \ldots,\ l_n) + \frac{\partial S}{\partial l_1}\ \Delta l_1 +$$

$$+ \frac{\partial S}{\partial l_2}\ \Delta l_2 + \ldots + \frac{\partial S}{\partial l_n} \Delta l_n + 0\ (\Delta l^2)$$

sau :

$$\Delta S = \frac{\partial S}{\partial l_1}\ \Delta l_1 + \frac{\partial S}{\partial l_2}\ \Delta l_2 + \ldots +$$

$$+ \frac{\partial S}{\partial l_n} \Delta l_n + 0\ (\Delta l^2). \tag{2}$$

În relația (2), termenii $0(\Delta l^2)$ sînt cel puțin de forma Δl_i^2 și pot fi neglijați dacă se ține seamă că erorile dimensiunilor sînt foarte mici. Derivatele parțiale ale funcției $S = S\ (l_1,\ l_2, \ldots, l_n)$ se calculează luînd pentru l_1, $l_2, \ldots, l_n$ valorile de calcul rezultate din geometria schemei cinematice a mecanismului. Erorile dimensiunilor elementelor au fost identificate cu variațiile finite (diferențialele), ceea ce presupune continuitatea funcțiilor considerate, în raport cu parametrii l_i ai schemei cinematice.

Trecînd la rezolvarea practică a problemei, dacă se va examina un mecanism bielă-manivelă excentric (fig. 1), funcția pe care acesta o reproduce va fi :

$$S_0 = S_0\ (\varphi,\ r,\ l,\ h). \tag{3}$$

Indicele zero arată că se face referire la un mecanism „ideal”, la care s-a considerat că lungimile elementelor sînt egale cu cele de calcul. Mecanismul nu va reproduce decît aproximativ funcția ce i-a fost prescrisă, deoarece, încă la proiectare, numărul pozițiilor sale (date prin pozițiile elementului conducător), în care să se asigure legea de mișcare la elementul condus, este limitat de numărul parametrilor schemei cinematice care trebuie determinați. Eroarea „sistematică” introdusă astfel se poate determina cu ajutorul ecuației (3) pentru fiecare valoare a argumentului φ dat.

La mecanismele „reale” (construite și montate), dimensiunile elementelor diferă de cele calculate din cauza erorilor de execuție și a deformațiilor (elastice, termice ș.a.) elementelor, precum și din cauza jocurilor din cuplele cinematice.

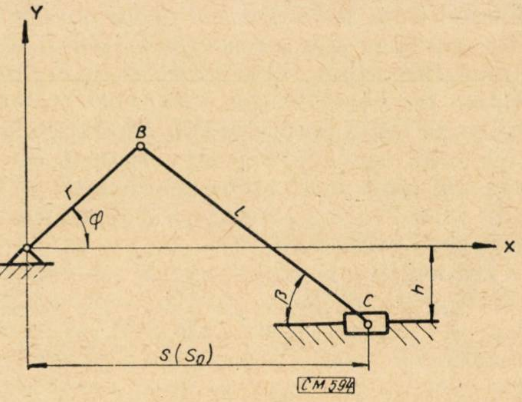


Fig. 1

Eroarea „întîmplătoare”, care apare la reproducerea funcției de către mecanismul construit, poate fi determinată cunoscînd erorile de dimensiune Δr, Δl și Δh ale elementelor.

Cu acestea funcția reprodusă de mecanism va fi :

$$S = S\ (\varphi, r + \Delta r,\ l + \Delta l,\ h + \Delta h). \tag{4}$$

Eroarea de poziție a mecanismului — diferența dintre pozițiile elementului condus la mecanismul „real” și „ideal” pentru aceeași poziţie a elementului conducător — poate fi determinată analitic şi grafoanalitic.

Pe cale *analitică*, utilizînd relaţia (3), eroarea de poziţie a mecanismului bielă-manivelă este :

$$\Delta S = \frac{\partial S}{\partial r}\,\Delta r + \frac{\partial S}{\partial l}\,\Delta l + \frac{\partial S}{\partial h}\,\Delta h \qquad (5)$$

adică o funcţie liniară de erorile de dimensiune ale elementelor (pînă la o precizie de ordinul doi).

Raportînd la sistemul de axe de coordonate ales, funcţia reprodusă de mecanismul din figura 1 va fi :

$$S = r\cos\varphi + \sqrt{l^2 - (r\sin\varphi + h)^2}\,; \qquad (6)$$

derivatele parţiale din formula (5) sînt :

$$\frac{\partial S}{\partial r} = \cos\varphi - \frac{(r\sin\varphi + h)\sin\varphi}{\sqrt{l^2 - (r\sin\varphi + h)^2}} = \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}\,; \qquad (7)$$

$$\frac{\partial S}{\partial l} = \frac{l}{\sqrt{l^2 - (r\sin\varphi + h)^2}} = \frac{1}{\cos\beta}\,; \qquad (8)$$

$$\frac{\partial S}{\partial h} = -\frac{r\sin\varphi + h}{\sqrt{l^2 - (r\sin\varphi + h)^2}} = -\,tg\beta, \qquad (9)$$

iar eroarea de poziţie rezultată :

$$\Delta S = \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}\,\Delta r + \frac{1}{\cos\beta}\,\Delta l - tg\beta\,\Delta h. \qquad (10)$$

Parametrii schemei cinematice a mecanismului vor putea fi astfel determinaţi, încît eroarea cu care mecanismul reproduce funcţia cerută să se încadreze între limitele indicate.

Dacă funcţia pe care o reproduce mecanismul este legea de variaţie a vitezei patinei, eroarea introdusă în funcţionarea mecanismului, prin abaterile de la dimensiune ale elementelor, va fi obţinută ştiind că viteza v este :

$$v = \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\cdot\frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}t} = \omega\,\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}$$

(ω = const. va fi viteza unghiulară a elementului conducător), astfel că :

$$\Delta\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right) = \frac{\partial\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right)}{\partial r}\,\Delta r + \frac{\partial\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right)}{\partial l}\,\Delta l + \frac{\partial\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right)}{\partial h}\,\Delta h. \qquad (11)$$

Din relaţia (6) rezultă :

$$\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi} = -\,r\,\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \qquad (12)$$

iar prin diferenţiere în raport cu r, respectiv β se obţine :

$$\Delta\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right) = -\left[\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}\,\Delta r + \frac{r\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}\,\Delta\beta + \frac{r\sin(\varphi + \beta)}{\cos^2\beta}\sin\beta\,\Delta\beta\right]. \qquad (13)$$

Unghiul β este legat de r, l şi h prin relaţia :

$$\sin\beta = \frac{r\sin\varphi + h}{l}, \qquad (14)$$

din care, prin diferenţiere în raport cu r, l şi h, rezultă :

$$\Delta\beta = \frac{\sin\varphi\,\Delta r - \sin\beta\,\Delta l + \Delta h}{l\cos\beta}. \qquad (15)$$

Înlocuind pe $\Delta\beta$ în relaţia (13) şi ordonînd după Δr, Δl şi Δh, se obţine :

$$\Delta\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right) = -\left[\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \frac{r\cos(\varphi + \beta)\sin\varphi}{l\cos^2\beta} + \frac{r\sin(\varphi + \beta)\sin\beta\sin\varphi}{l\cos^3\beta}\right]\Delta r + \left[\frac{r\cos(\varphi + \beta)\sin\beta}{l\cos^2\beta} + \frac{r\sin(\varphi + \beta)\sin^2\beta}{l\cos^3\beta}\right]\Delta l - \left[\frac{r\cos(\varphi + \beta)}{l\cos^2\beta} + \frac{r\sin(\varphi + \beta)\sin\beta}{l\cos^3\beta}\right]\Delta h, \qquad (16)$$

erorile parţiale, care corespund celor trei parametri geometrici, fiind :

$$\frac{\partial\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right)}{\partial r} = -\left[\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \frac{r\cos(\varphi + \beta)\sin\varphi}{l\cos^2\beta} + \frac{r\sin(\varphi + \beta)\sin\beta\sin\varphi}{l\cos^3\beta}\right]; \qquad (17)$$

$$\frac{\partial\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right)}{\partial l} = \frac{r\cos(\varphi + \beta)\sin\beta}{l\cos^2\beta} + \frac{r\sin(\varphi + \beta)\sin^2\beta}{l\cos^3\beta}\,; \qquad (18)$$

$$\frac{\partial\left(\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}\varphi}\right)}{\partial h} = -\left[\frac{r\cos(\varphi + \beta)}{l\cos^2\beta} + \frac{r\sin(\varphi + \beta)\sin\beta}{l\cos^3\beta}\right]. \qquad (19)$$

Valorile reale ale vitezelor se obţin multiplicînd prin ω mărimile erorilor rezultate din relaţiile (16) — (19).

Dacă funcţia reprodusă de mecanism este legea de variaţie a acceleraţiilor patinei, pentru $\omega = \text{const.}$, eroarea introdusă se obţine din relaţia :

$$\Delta\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right) = \frac{\partial\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)}{\partial r}\Delta r + \frac{\partial\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)}{dl}\Delta l + \frac{\partial\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)}{dh}\Delta h, \tag{20}$$

unde atît eroarea finală, cît şi erorile parţiale corespunzătoare celor trei parametri geometrici, trebuie multiplicate cu ω^2 pentru a se obţine valorile reale ale acceleraţiilor.

Din ecuaţia (12) rezultă :

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = -r\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, \tag{21}$$

de unde :

$$\Delta\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right) = -\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}\Delta r + \frac{r\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}\Delta\beta - \frac{r\cos(\varphi+\beta)}{\cos^2\beta}\sin\beta\,\Delta\beta. \tag{22}$$

Înlocuind pe $\Delta\beta$ din relaţia (13), se obţine :

$$\Delta\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right) = \left[-\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta} + \frac{r\sin(\varphi+\beta)\sin\varphi}{l\cos^2\beta} - \frac{r\cos(\varphi+\beta)\sin\beta\sin\varphi}{l\cos^3\beta}\right]\Delta r + \left[-\frac{r\sin(\varphi+\beta)\sin\beta}{l\cos^2\beta} + \frac{r\cos(\varphi+\beta)\sin^2\beta}{l\cos^3\beta}\right]\Delta l + \left[\frac{r\sin(\varphi+\beta)}{l\cos^2\beta} - \frac{r\cos(\varphi+\beta)\sin\beta}{l\cos^3\beta}\right]\Delta h, \tag{23}$$

eroarea finală la acceleraţii pentru abaterile de dimensiune cunoscute ale elementelor.

Calculele laborioase — chiar pentru cele mai simple mecanisme — au determinat adoptarea unor metode care să ducă mai repede la rezultat. O asemenea metodă *grafoanalitică* are la bază transformarea mecanismului dat, astfel ca el să poată prelua, prin mici deplasări, abaterile de dimensiuni ale elementelor.

Făcînd referire tot la mecanismul bielă-manivelă şi fixînd manivela (elementul conducător) la o valoare a sa dată prin unghiul φ, în punctele B şi C se vor introduce patine care să permită modificarea dimensiunilor r, l, şi h (fig. 2 *a*). Mecanismul care s-a obţinut astfel, cu 5 elemente şi 6 cuple de clasa a cincea şi avînd trei grade de mobilitate, permite să se obţină eroarea de poziţie ΔS. Ştiind că :

$$\Delta S = \Delta S_r + \Delta S_l + \Delta S_h,$$

unde ΔS_r, ΔS_l, ΔS_h sînt erorile de poziţie corespunzătoare erorilor de dimensiune ale fiecărui element — aplicînd principiul micilor deplasări — se va construi planul vitezelor mecanismului transformat (fig. 2 *b*).

Se observă că triunghiurile vitezelor (suprapuse în planul vitezelor mecanismului) permit să se determine succesiv :

$$\Delta S_r = \frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}\Delta r; \quad \Delta S_l = \frac{\Delta l}{\cos\beta};$$

$$\Delta S_h = \Delta l \operatorname{tg}\beta,$$

care, însumate cu semnele lor, dau :

$$\Delta S = \frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}\Delta r + \frac{\Delta l}{\cos\beta} - \operatorname{tg}\beta\,\Delta h,$$

ecuaţie identică cu (10), obţinută pe cale analitică. Eroarea de poziţie se obţine direct pe figura care reprezintă planul vitezelor.

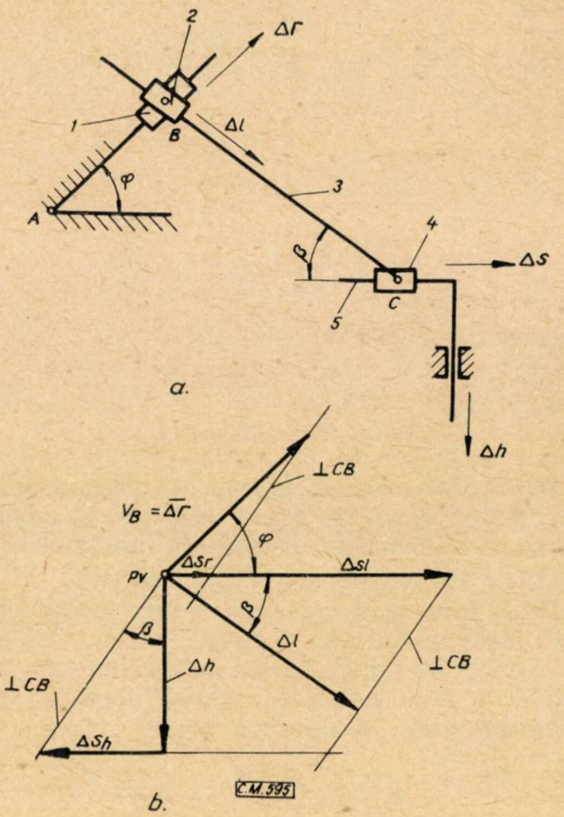


Fig. 2

Pentru a determina eroarea care apare la reproducerea legii de variaţie a vitezelor (introdusă tot de abaterile de la dimensiune ale elementelor) se va aplica acelaşi principiu al micilor deplasări.

Se construieşte, cu ajutorul planului vitezelor un mecanism convenţional (fig. 3 *a*), pentru care apoi se stabileşte planul celor mai mici deplasări (planul vitezelor), spre a se obţine $\Delta\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ corespunzătoare ecuaţiei (16). Deplasarea relativă a bielei (a punctului *c* în raport cu punctul *b*) se determină rotind elementul *bc* cu unghiul $\Delta\beta$ ce poate fi calculat cu ecuaţia (15). Neglijînd scara la care s-a construit planul vitezelor (fig. *3b*), valoarea vectorului $b'm'$ se determină din relaţia :

$$b'm' = \frac{v_{CB}}{\omega}\,\Delta\beta \tag{24}$$

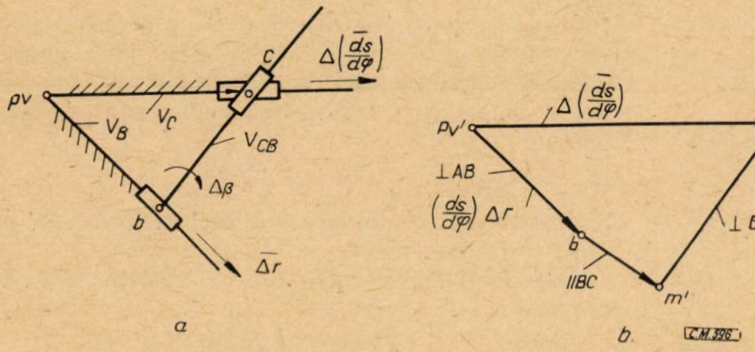

pv
c
$\Delta\left(\frac{\overline{ds}}{d\varphi}\right)$
V_B
V_C
V_{CB}
$\Delta\beta$
b
$\overline{\Delta r}$
a
pv'
$\Delta\left(\frac{\overline{ds}}{d\varphi}\right)$
C'
⊥AB
$\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)\Delta r$
b'
//BC
m'
⊥BC
b
C.M.596

Fig. 3

(ω este viteza unghiulară a manivelei *AB*), iar punctul c' determină valoarea erorii căutate :

$$p_v'c' = \Delta\left(\frac{dS}{d\varphi}\right). \tag{25}$$

Luîndu-se în considerare mărimile intervenite în figura *3b*, raportate la schema cinematică a mecanismului, se va regăsi pentru eroare valoarea determinată cu ecuaţia (16).

Pentru acceleraţii se va proceda similar, construindu-se mecanismul convenţional, din planul acceleraţiilor.

La determinarea erorilor cu care mecanismele reproduc funcţiile prescrise trebuie să fie luate în considerare nu numai erorile de dimensiune ale elementelor, ci şi jocurile din cuple.

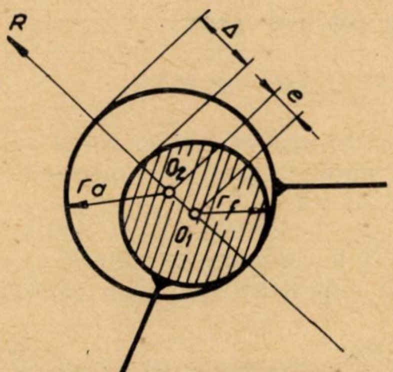

R
Δ
e
r_a
O_2
r_f
O_1
C.M. 597

Fig. 4

Pentru cupla de rotaţie — cu notaţiile din figura 4 — jocul radial Δr va fi :

$$\Delta r = 2\ (r_a - r_f)\,. \tag{26}$$

Pentru cuple de translaţie — cu notaţiile din figura 5 — jocul transversal ΔT va fi :

$$\Delta T = h_g - h_p. \tag{27}$$

Jocurile depind de tipul ajustajului şi clasa de precizie adoptată şi trebuie să se încadreze între limitele maximă şi minimă date în sistemul de toleranţe.

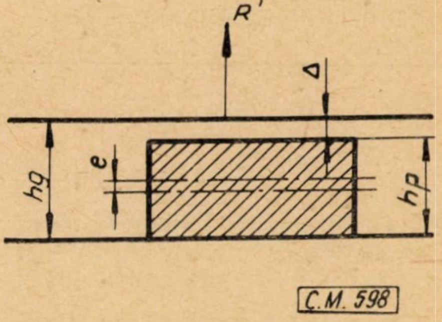

R'
Δ
e
hg
hp
C.M. 598

Fig. 5

Luîndu-se în considerare direcţia reacţiunii *R* (cupla de rotaţie) sau sensul reacţiunii *R'* (cupla de translaţie) şi neglijîndu-se grosimea stratului de lubrifiant, excentricitatea cuplei de rotaţie va fi :

$$e = \frac{\Delta r}{2} = r_a - r_f\,,$$

iar a cuplei de translaţie :

$$e_T = \frac{\Delta T}{2} = \frac{1}{2}(h_g - h_p).$$

Consecinţa acestor excentricităţi este sporirea numărului de elemente ale mecanismului şi mărirea gradului său de mobilitate.

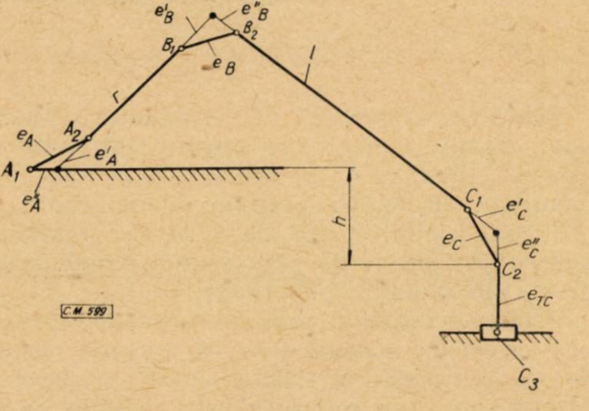

e'_B
e''_B
B_1
B_2
e_B
l
r
e_A
A_2
e'_A
A_1
e''_A
h
C_1
e'_C
e_C
e''_C
C_2
e_{TC}
C_3
C.M. 599

Fig. 6

Mecanismul bielă-manivelă, la care s-a făcut referire pînă acum, se va transforma într-un mecanism cu şapte elemente mobile, avînd gradul de mobilitate egal cu cinci (fig. 6).

Determinarea poziţiei elementelor suplimentare introduse, a căror lungime este egală cu excentricitatea, trebuie precedată de determinarea mărimilor, direcțiilor și sensurilor reacțiunilor din toate cuplele mecanismului. După așezarea elementelor suplimentare (la scară mărită) pe direcțiile determinate și păstrînd totodată direcțiile elementelor de la mecanismul fără jocuri, se obțin noile dimensiuni r', l', h' ale acestora, însumînd sau scăzînd componentele corespunzătoare ale excentricităților astfel obținute.

Noile dimensiuni vor fi :

$$\begin{aligned} r' &= r + \Delta r + e'_A + e'_B ; \\ l' &= l + \Delta l + e''_B + e'_C ; \\ h' &= h + \Delta h + e_{TC} - e''_C , \end{aligned} \tag{28}$$

iar erorile pentru fiecare element :

$$\begin{aligned} \Delta r' &= \Delta r + e'_A + e'_B ; \\ \Delta l' &= \Delta l + e''_B + e'_C ; \\ \Delta h' &= \Delta h + e_{TC} - e''_C . \end{aligned} \tag{29}$$

La calculul erorii de poziție și al abaterilor în general, dacă se iau în considerare și jocurile din cuple vor fi folosite erorile elementelor date de ecuațiile (29).

Metoda analitică și cea grafoanalitică prezentate în acest articol dau posibilitatea să se calculeze abaterile cu care mecanismele reproduc funcțiile prescrise, dacă erorile de dimensiune ale elementelor se pot determina și dacă sînt cunoscute jocurile în cuplele cinematice.

În caz contrar, eroarea de poziție se poate calcula utilizînd relația pentru abaterea medie pătratică, în care se vor considera erorile limită Δ_i ale elementelor, de la dimensiunile lor nominale. Eroarea de poziție pătratică maximă ce se obține în acest caz va fi dată de formula :

$$\Delta S_{max} = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial S}{\partial l_i}\right)^2 \Delta_i^2}, \tag{30}$$

care este cunoscută din teoria probabilităților.

Cum valorile erorilor limită nu vor apărea pentru toate elementele mecanismului considerat, se va ține seamă de coeficientul de dispersie :

$$k_i = \lambda_i \Delta_i ,$$

în care $\lambda_i < 1$, ceea ce, evident, micșorează pe ΔS_{max}.

Înlocuind acest coeficient în relația (30), se obține :

$$\Delta S pr = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial S}{\partial l_i}\right) \lambda_i^2 \Delta_i^2},$$

care este eroarea de poziție pătratică medie probabilă a mecanismului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Plăcințeanu, I.* Teoria erorilor de măsurare și metoda celor mai mici pătrate. București, Editura tehnică, 1957.

[2] *Mașneb, M. M.* Teoria i proiektirovanie mehanizmov priborov, scetno-reșaiușcih ustroistv i mașin. Moscova, Mașinostroienie, 1965.

[3] *Demian, T.* Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină. București, Editura didactică și pedagogică, 1965.

CZ 66.023

Noi tipuri de corpuri cilindrice cu perete gros*

CONSTANTIN MIHĂESCU, ALEXANDRU MUSCAN și RADU MUSCAN

Tehnica inginerească de construcție a aparatelor chimice cunoaște în prezent noi tipuri de corpuri cilindrice cu perete gros, adecvate recipientelor de înaltă presiune (separatoare de picături, schimbătoare de căldură, reactoare pentru instalațiile de prelucrare a amoniacului, ureei, metanolului, polietilenei etc.).

Printre acestea, în afară de corpurile fabricate prin procedee curente (corpuri forjate, corpuri de tablă groasă curbată și sudată, corpuri cu cămăși multiple realizate prin metoda Iaspei și Smith — S.U.A., corpuri înfășurate cu benzi canelate prin metoda dr. Schierenbech — R.F.G. etc.) se numără și corpul cilindric realizat prin depunerea unor cordoane elicoidale de sudură, în straturi succesive, pe un tub central cu pereți subțiri, pînă la asigurarea grosimii prevăzute în calcul.**

Acest tip nou (fig. 1 : *1* — tub central ; *2* — stratul de cordoane de sudură) se caracterizează prin rezistența sporită a peretelui dato-

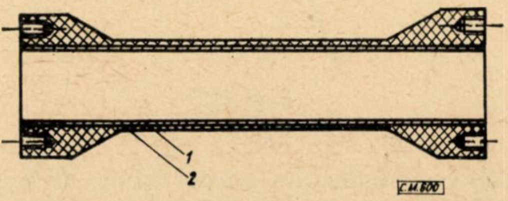


Fig. 1

---

* Lucrare prezentată în cadrul celui de-al II-lea Congres internațional CHISA, Marienbad (R.S.C.), septembrie 1965.

** Procedeu înregistrat la DGEMSI, Oficiul de stat pentru invenții, și acceptat ca invenție, dosar 41672/20.08.1957, autorii A. Muscan și R. Muscan.

rită efectului de contracţie rezultat în timpul înfăşurării cordoanelor de sudură.

Pentru reducerea volumului de sudură a fost concepută şi o variantă încă neexperimentată,

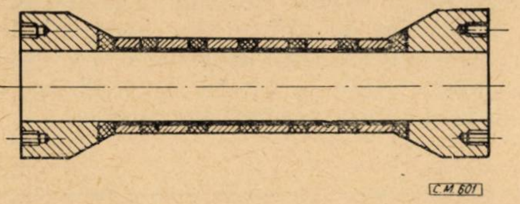


Fig. 2

în care sudarea intervine numai pentru completarea interstiţiilor dintre semifabricatele inelare montate pe tubul central cu perete subţire (fig. 2)[1].

Calculul de dimensionare a corpului cilindric cu perete gros, realizat prin depunerea succesivă a mai multor straturi de cordoane elicoidale de sudură, ia în considerare efectul de fretaj rezultat din contracţiile înfăşurării.

Se notează :

r_0 — raza interioară a tubului central, cm ;
r_1 — raza exterioară a tubului central, respectiv raza interioară a stratului realizat din cordoane de sudură, cm ;
r_n — raza exterioară a stratului de cordoane de sudură, cm ;
p_0 — presiunea de încercare la rece a recipientului, kgf/cm² ;
e — baza logaritmilor naturali ;
σ_a — solicitarea admisibilă la întindere a materialului utilizat, kgf/cm² ;
S — efortul unitar de încordare a înfăşurării cu cordoane de sudură, kgf/cm² ;
P — efortul unitar periferic datorit încordării înfăşurării, kgf/cm² ;
$\overline{R}$ — efortul unitar radial datorit încordării înfăşurării, kgf/cm² ;
P — efortul unitar periferic datorit presiunii interioare, kgf/cm² ;
R — efortul unitar radial datorit presiunii interioare, kgf/cm² ;
L — efortul unitar longitudinal datorit presiunii interioare, kgf/cm² ;
$\sigma_i = \overline{P} + P$ — efortul unitar periferic total, kgf/cm² ;
$\sigma_r = \overline{R} + R$ — efortul unitar radial total, kgf/cm² ;
$\sigma_L = L$ — efortul unitar longitudinal, kgf/cm².

Pentru determinarea eforturilor unitare datorite încordării înfăşurării se folosesc relaţiile lui Newitt, iar pentru determinarea eforturilor unitare datorite presiunii — relaţiile lui Lammé. Eforturile unitare totale reprezintă rezultatul însumării eforturilor unitare provenite din încordarea înfăşurării şi presiune.

Datorită procesului tehnologic ales şi condiţiilor de tratament termic, s-a preconizat ca eforturile unitare periferice (P_0) pe faţa interioară a suportului de bază să nu depăşească, în valoare absolută, efortul de încordare a înfăşurării (S), adică $[P_0] \leqslant [-S]$, rezultînd ca urmare că trebuie satisfăcută relaţia :

$$\frac{r_n^2 - r_0^2}{r_1^2 - r_0^2} \leqslant e. \tag{1}$$

În cazul cînd în construcţia unor astfel de corpuri cilindrice cu perete gros sînt utilizate oţeluri carbon sau slab aliate cu alungirea $\delta_5 < 20\%$, ipoteza de rupere considerată în calcul este ipoteza energiei de deformaţie, exprimată prin :

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_i - \sigma_r)^2 + (\sigma_i - \sigma_L)^2 + (\sigma_L - \sigma_r)^2]} \tag{2}$$

şi se pot aplica următoarele relaţii de dimensionare :

$$r_1 \simeq r_0 \sqrt{\frac{3e\sigma_a - \sqrt{3}\,p_0(e-1)}{2e(2\sigma_a - \sqrt{3}\,p_0)} + \sqrt{\left[\frac{3e\sigma_a - \sqrt{3}\,p_0(e-1)}{2e(2\sigma_a - \sqrt{3}\,p_0)}\right]^2 - \frac{\sigma_a}{2\sigma_a - \sqrt{3}\,p_0}}}; \tag{3}$$

$$r_n = \sqrt{e(r_1^2 - r_0^2) + r_0^2} \quad ; \tag{4}$$

$$S = \sqrt{\sqrt{3\,p_0}\,\frac{r_n^2}{r_n^2 - r_0^2} - \sigma_a}; \tag{5}$$

pentru verificare trebuie satisfăcută relaţia :

$$r_1 > r_0 \sqrt{\frac{e\sigma_a}{e\sigma_a - \sqrt{3}\,p_0}}. \tag{6}$$

În cazul cînd sînt utilizate oţeluri aliate cu alungirea $\delta_5 > 20\%$, calculul se face în ipoteza efortului unitar tangenţial maxim, exprimată prin :

$$\sigma_c = \sigma_i - \sigma_r \leqslant \sigma_a. \tag{7}$$

Pentru dimensionare se aplică relaţiile :

$$r_1 \simeq r_0 \sqrt{\frac{3e\sigma_a - 2p_0(e-1)}{4e(\sigma_a - p_0)} + \sqrt{\left[\frac{3e\sigma_a - 3p_0(e-1)}{4e(\sigma_a - p_0)}\right]^2 - \frac{\sigma_a}{2(\sigma_a - p_0)}}}; \tag{8}$$

$$r_n = \sqrt{e(r_1^2 - r_0^2) + r_0^2}; \tag{9}$$

$$S = \sqrt{2\,p_0\,\frac{r_n^2}{r_n^2 - r_0^2} - \sigma_a}, \tag{10}$$

---

[1] Procedeu înregistrat la DGMSI, Oficiul de stat pentru invenţii, şi acceptat ca invenţie, dosar nr. 47018/22.10.1963, autor C. Mihăescu.

iar pentru verificare trebuie satisfăcută relaţia :

$$r_1 > r_0 \sqrt{\frac{e\,\sigma_a}{e\,\sigma_a - 2p_0}}. \tag{11}$$

Noul tip de corp cilindric cu perete gros a fost experimentat în cadrul Uzinelor „23 August” din Bucureşti. Obiectivele încercărilor au fost stabilirea parametrilor tehnologici, verificarea existenţei efectului de fretaj datorit încordării înfăşurării cu cordoane de sudură şi verificarea eficacităţii tratamentului termic prevăzut pentru egalizarea şi limitarea încordării înfăşurării cu cordoane de sudură la valorile adoptate prin calculul de dimensionare a grosimii peretelui.

Tabela 1

Material	Compoziţia chimică, %					Caracteristicile mecanice			
	C	Mn	Si	S	P	rezistenţa la tracţiune, kgf/mm²	limita de curgere, kgf/mm²	alungirea specifică δ_5, %	îndoirea pe dorn
Tablă St 4	0,18...	0,40...	0,12...	max	max	49...52	24	23	α = 180°
	0,27	0,70	0,30	0,055	0,045				d = 2a

Pentru a pune în evidenţă efectul de fretare a înfăşurării cu cordoane de sudură depuse în straturi succesive s-au realizat două modele experimentale (notate cu nr. 1 şi nr. 2), la dimensiuni absolut identice, modelul nr. 1 fiind supus unui tratament termic de recoacere de normalizare, iar modelul nr. 2 unui tratament termic prin care să se poată realiza reducerea vîrfurilor tensiunilor rezultate din procesul de sudare şi egalizarea tensiunilor de încordare din înfăşurare.

Modelele experimentale, realizate conform figurii 1, reprezintă la scară redusă un separator de picături pentru amoniac, care lucrează la presiunea de 325 at şi temperatura de 40°C, cu lungimea de 2 260 mm, diametrul interior de 350 mm şi grosimea de 50 mm, din care 20 mm reprezintă grosimea tubului central cu perete subţire.

Compoziţia chimică şi caracteristicile mecanice ale materialului folosit pentru confecţionarea tubului central, conform GOST 360—60, sînt arătate în tabela 1.

Tubul central, realizat din tablă, a fost strunjit la exterior pentru asigurarea unei suprafeţe curate. Capetele tubului au fost închise cu capace de tablă, după ce în prealabil interiorul a fost umplut cu pămînt de turnătorie, pentru a se evita deformarea în timpul depunerii primelor straturi de cordoane de sudură (în timpul procesului de depunere a cordoanelor de sudură s-a observat tendinţa de încovoiere a tubului central, datorită solicitărilor termice asimetrice). Astfel pregătit, tubul a fost montat pe un strung universal la care s-au făcut unele modificări pentru asigurarea vitezei periferice şi avansului corespunzătoare tehnologiei propuse, unul din capetele tubului fiind fixat în bacurile strungului, iar celălalt într-un mecanism care permite glisarea tubului atunci cînd acesta se dilată datorită încălzirii în timpul procesului de înfăşurare. Aparatul de sudare, acţionat de un şurub-melc, s-a deplasat de-a lungul tubului, viteza de deplasare fiind corelată cu viteza periferică a tubului.

Pentru realizarea stratului de cordoane de sudură s-a folosit sîrma de calitate S 10 X STAS 1126—61, cu diametrul de 5 mm, avînd compoziţia chimică şi caracteristicile prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Compoziţia chimică, %						Rezistenţa la tracţiune, kg/mm²
C	Mn	Si	Cr	S	P	
max	0,35—	max	max	max	max	
0,10	0,60	0,03	0,10	0,03	0,03	45—65

Compoziţia chimică a fluxului de calitate Z 41 S este dată în tabela 3.

Tabela 3

SiO_2, %	MnO, %	MnO, %	CaFe, %
41—43	40—46	max 4,5	4—5

La realizarea modelelor experimentale s-au stabilit următorii parametri ai regimului de depunere a cordoanelor de sudură sub strat de flux :

— intensitatea curentului	550—600 A ;
— tensiunea arcului	28—32 V ;
— natura curentului	continuu ;
— polaritatea	inversă ;
— turaţia strungului pentru primele 3—4 straturi	0,30 rot/min ;
— pentru următoarele 10 straturi . .	0,18 rot/min ;
— pentru restul straturilor	0,16 rot/min ;
— viteza periferică a tubului	16—26 m/h ;
— pasul elicei cordoanelor de sudură . .	10—12 mm/rot ;
— lăţimea unui cordon de sudură . .	20—24 mm ;
— grosimea medie a unui strat de sudură	2,5—3 mm ;
— viteza de avans a sîrmei	60—65 m/h ;
— presiunea aerului de răcire . . .	6 kgf/cm² ;
— debitul apei de răcire	10—12 l ;
— temperatura apei la intrarea în tub .	5—10°C ;
— temperatura apei la ieşirea din tub	35—40°C ;
— temperatura aerului de răcire . .	10—12°C ;
— numărul de straturi depuse:	
în zona centrală	14 ;
la capete	65.

După depunerea primelor patru straturi de sudură, nemaiexistînd pericol de deformare a tubului, pămîntul din interiorul său a fost îndepărtat.

În continuarea procesului de înfășurare, modelul experimental nr. 1 nu a fost răcit, pentru a se obține în final tensiuni de încordare minime. La modelul nr. 2, pentru verificarea existenței efectului de fretaj provenit din încordarea cordoanelor de sudură, s-a asigurat o răcire cu jet de aer orientat asupra cordoanelor ieșite de sub pîlnia de flux și cu apă la interiorul tubului.

Menținerea fluxului în regiunea arcului electric a fost realizată prin depozitarea fluxului într-o cutie metalică, solidarizată de aparatul de sudare.

Zgura rezultată din topirea fluxului a fost curățată cu atenție, concomitent cu procesul de înfășurare, pentru a se evita formarea incluziunilor în materialul depus.

După depunerea numărului total de straturi, înglobînd și adaosul tehnologic de 30 mm pe diametru pentru prelucrarea mecanică, tubul a fost desprins de pe strung și supus unui tratament termic. Regimurile de tratament termic pentru cele două modele sînt prezentate în figura 3.

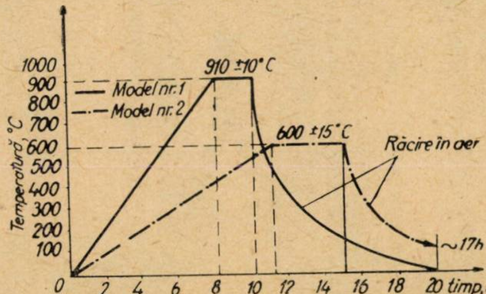


Fig. 3

Prin tratamentul aplicat modelului nr. 1 s-a urmărit îndepărtarea tensiunilor ivite în cursul aplicării cordoanelor elicoidale de sudură. În cazul modelului nr. 2 s-a considerat că temperatura la care s-a executat tratamentul asigură egalitatea dintre limita de curgere a materialului și valoarea calculată a efortului de încordare a înfășurării, adică $\sigma_0 = S$. În acest fel, s-a presupus că toate vîrfurile efortului de încordare a înfășurării se pot egaliza și aduce la valoarea necesară obținerii efectului corespunzător de fretaj, prin deformarea plastică a materialului.

După tratamentul termic, corpurile au fost prelucrate la cotele finale prevăzute în desenele de execuție.

Din adaosul pentru epruvete s-au decupat epruvete din diferite zone ale secțiunii circulare, pentru a se verifica compoziția chimică și caracteristicile fizico-mecanice ale materialului depus prin sudare, pe cele trei direcții de solicitare.

Rezultatele analizei chimice a materialului depus prin sudare sînt redate în tabela 4.

Din interpretarea rezultatelor analizei chimice se desprinde concluzia că, datorită conținutului ridicat de oxid de mangan din flux (40—46%), conținutul de mangan al materialului depus prin sudare a crescut de la 0,78 pînă la 1,23%, față de conținutul de mangan al sîrmei de sudură de 0,35—0,60%, obținîndu-se practic un oțel slab aliat cu mangan cu caracteristici mecanice superioare față de acelea ale sîrmei de sudură.

Caracteristicile mecanice ale materialului depus prin sudare sînt arătate în tabela 5.

Pentru evidențierea efectului de fretaj care s-a considerat că intervine pozitiv la mărirea capacității de rezistență a peretelui gros, cele două modele experimentale au fost supuse la probe hidraulice pînă la distrugere.

În timpul încercărilor, modelele au fost așezate în poziție verticală pe un schelet metalic și protejate de un blindaj metalic cilindric cu diametrul de 3 500 mm, executat din tablă cu grosimea de 8 mm. Pe mantaua de protecție s-au prevăzut șase deschizături cu diametrul de 12 mm, pentru observații cu ochiul liber.

Pentru încărcare s-a utilizat o pompă cu trei pistoane și multiplicator hidraulic, presiunea dezvoltată fiind de 600 kgf/cm² în circuitul primar, iar după multiplicare — de 3 000 kgf/cm². Ca lichid de lucru s-a folosit ulei de transformator.

În timpul probelor hidraulice s-au efectuat măsurări tensometrice pe suprafața exterioară a corpului tubular, pentru fiecare butelie în parte, în 20 de locuri amplasate la extremitățile și mijlocul părții cilindrice. Din cele 20 de traductoare tensometrice aplicate, 10 au indicat

Tabela 4

Locul probei	C, %	Mn, %	Si, %	S, %	P, %
Exterior	0,09—0,15	0,78—1,02	0,17—0,21	0,012—0,025	0,044—0,047
Central	0,02—0,03	1,21—1,23	0,27—0,42	0,011—0,012	0,071—0,074
Interior	0,02—0,03	1,18—1,22	0,31—0,42	0,011—0,014	0,073—0,077

Tabela 5

Direcţia epruvetei	Locul decupării epruvetei	Rezistenţa la tracţiune, kgf/mm²	Limita de curgere, kgf/mm²	Unghiul de îndoire la rece, grd	Alungirea specifică δ_5, %	Stricţiunea, %	Rezilienţa longitudinală, kgfm/cm²	Duritatea, HB
Axial	exterior	45	35	180	28–30	56	10–13	141–149
	central	44	34		30	56	11–14	
	interior	47–49	38		23–27	43	7–8,5	
Tangenţial	exterior	45–51	38–40		23–28	56–66	10–12	
	central	47	35–37		27	56–66	8–11,5	
	interior	49	40		30–32	66	7,5–9	
Radial	—	46–48	35–38		22–27	49–61	7–12,5	

alungirile specifice inelare, iar 10 — alungirile specifice longitudinale.

Determinările tensometrice au fost făcute cu ajutorul aparaturii tensometrice de tip ORION-EMG, cuprinzînd două punţi electronice tip 2353 şi două cutii de compensare-comutatoare tip 2352. Compensarea temperaturii a fost realizată cu două traductoare martor aplicate pe două piese sudate la capătul modelului. Presiunile de încercare ale modelelor experimentale au fost citite la un manometru cu scala de 0—3 000 kgf/cm².

Deformaţiile măsurate la presiuni mai mari de 700 kgf/cm² au fost luate în considerare doar informativ, deoarece la astfel de presiuni deformaţiile depăşesc 0,5 %, provocînd ruperea traductoarelor tensometrice, întîi a celor pentru măsurarea deformaţiilor inelare.

Rezultatele măsurărilor tensometrice au atestat, în general, proporţionalitatea dintre deformaţiile măsurate şi presiune. La modelul nr. 1 ruperea s-a produs la 960 kgf/cm², iar la modelul nr. 2 — la 1 090 kgf/cm²; presiunile de rupere au fost corectate cu factorii privind eroarea de citire şi a manometrului.

S-au calculat în continuare eforturile unitare echivalente pe faţa interioară a tubului central (tabela 6), la fiecare model experimental, pentru următoarele ipoteze de rupere:

a) ipoteza eforturilor unitare maxime:

$$\sigma_c = \sigma_{i0};$$

b) ipoteza eforturilor unitare tangenţiale maxime:

$$\sigma_c = \sigma_{i0} - \sigma_{r0};$$

c) ipoteza energiei de deformaţie:

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{i0} - \sigma_{r0})^2 + (\sigma_{i0} - \sigma_L)^2 + (\sigma_L - \sigma_{r0})^2]};$$

d) ipoteza lucrului mecanic total:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{i0}^2 + \sigma_{r0}^2 + \sigma_L^2 - 2\,\mu\,(\sigma_{i0}\sigma_{r0} + \sigma_{i0}\,\sigma_L + \sigma_{r0}\sigma_L)}.$$

Din analiza valorilor calculate a rezultat că ruperea s-a produs în concordanţă cu ipoteza eforturilor unitare tangenţiale maxime; de menţionat că, la modelul nr. 2, s-a înregistrat şi un efort de încordare a înfăşurării de aproximativ 550 kgf/cm². La ambele modele ruperea s-a produs pe generatoare de la fibra exterioară către cea interioară, cu despicarea extremităţilor sub un unghi de 90°. Marginile rupturii au fost aproximativ regulate.

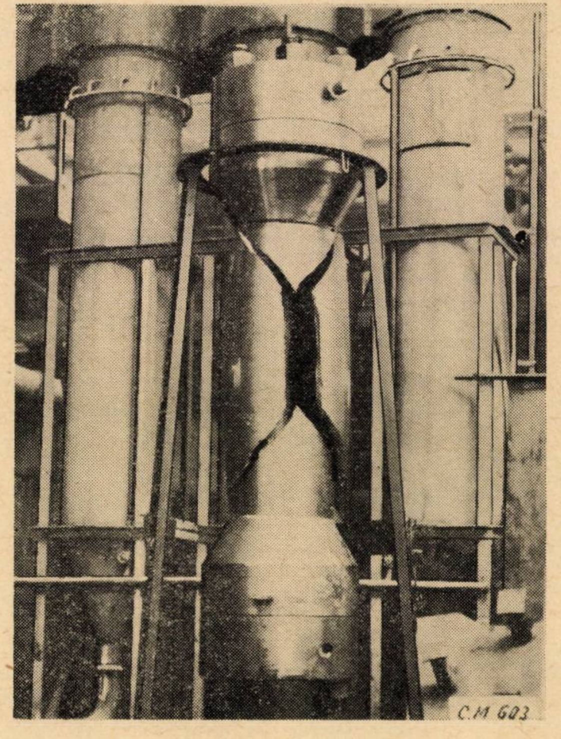


Fig. 4

În figura 4 se prezintă aspectul rupturii la modelul nr. 2.

Deformaţiile plastice determinate prin măsurări directe au arătat că recipientele au luat o formă de butoi în ultima fază a probei hidraulice datorită acţiunii presiunii din interior (fig. 5). Rezultatele măsurărilor sînt înscrise în tabela 7.

În concluzie corpul cilindric cu perete gros, realizat prin depunerea de cordoane elicoidale

Tabela 6

Presiunea, kgf/cm²	Eforturi unitare echivalente, kgf/cm²							
	model nr. 1				model nr. 2 (S = 550 kgf/cm²)			
	ipoteza a	ipoteza b	ipoteza c	ipoteza d	ipoteza a	ipoteza b	ipoteza c	ipoteza d
0	0	0	0	0	−550	550	550	550
200	812	1 012	876	882	262	462	488	446
300	1 218	1 518	1 314	1 323	668	968	878	852
325	1 320	1 645	1 424	1 433	770	1 075	984	965
350	1 421	1 771	1 533	1 544	871	1 221	1 088	1 060
400	1 624	2 024	1 752	1 764	1 074	1 474	1 308	1 275
425	1 726	2 151	1 862	1 874	1 176	1 601	1 418	1 385
450	1 827	2 277	1 971	1 985	1 277	1 727	1 516	1 485
500	2 030	2 530	2 190	2 205	1 480	1 980	1 734	1 710
550	2 233	2 783	2 409	2 426	1 683	2 233	1 958	1 920
600	2 436	3 036	2 628	2 646	1 886	2 486	1 161	2 135
650	2 639	3 289	2 847	2 867	2 089	2 739	2 440	2 350
700	2 842	3 542	3 066	3 087	2 292	2 992	2 620	2 575
750	3 045	3 795	3 285	3 308	2 495	3 245	2 820	2 800
800	3 248	4 048	3 504	3 528	2 698	3 498	3 040	3 010
900	3 654	4 554	3 942	3 969	3 104	4 004	3 460	3 420
960	3 898	4 958	4 205	4 234	3 348	4 308	3 730	3 700
1 000	4 060	5 060	4 380	4 410	3 510	4 510	3 920	3 890
1 060	4 304	5 364	4 895	4 675	3 754	4 814	4 180	4 150
1 090	4 425	5 515	4 770	4 807	3 875	4 965	4 320	4 260
1 100	4 466	5 560	4 818	4 851	3 916	5 016	4 350	4 320
1 130	4 588	5 718	4 949	4 983	4 038	5 168	4 500	4 460

de sudură, în straturi succesive, pe un tub central, s-a comportat corespunzător la încercarea hidraulică, pînă la proba de distrugere.

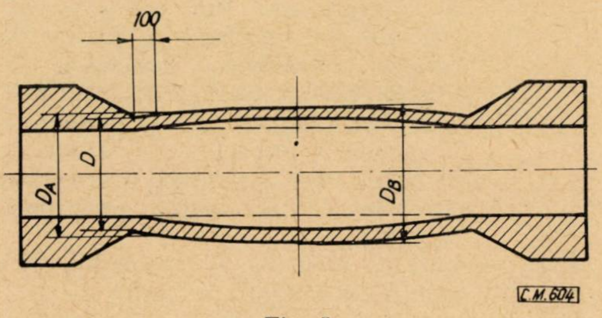


Fig. 5

Raportul dintre presiunea de regim, pentru care au fost calculate modelele experimentale și presiunea la care s-a produs ruperea este 960/325 = 2,85 la modelul nr. 1 și 1 090/325 = = 3,35 la modelul nr. 2.

Peretele gros realizat prin tehnologia prezentată are un aspect suficient de omogen și caracteristici mecanice îmbunătățite, față de cele luate inițial în considerare, în calcul. Omogenitatea se datorește faptului că înfășurarea cu cordoane elicoidale de sudură a fost executată prin sudarea automată sub strat de flux, iar

Tabela 7

Model nr.	Dimensiunea, mm					
	D	πD	D_A	πD_A	D_B	πD_B
1	450	1 415	457	1 438	487	1 530
2	450	1 415	461	1 448	493	1 549

obţinerea unor caracteristici mecanice superioare se explică prin creşterea conţinutului de mangan al materialului depus, datorită conţinutului ridicat de mangan din flux. Datorită aceluiaşi considerent, materialul prezintă şi caracteristici de plasticitate pronunţată, alungirea de 22—32%.

Tehnologia experimentată este aplicabilă pe scară industrială, fără a acuza dificultăţi. Se remarcă posibilitatea îmbogăţirii cu elemente de aliere, respectiv îmbunătăţirea caracteristicilor mecanice, prin alegerea unui flux corespunzător. Procedeul de răcire adoptat la modelul nr. 2 duce la realizarea unei înfăşurări tensionate, adică a unui efect de fretare.

Datorită faptului că materialul realizat prin depunerea cordoanelor de sudură are caracteristici superioare faţă de cele prevăzute iniţial şi că temperatura tratamentului termic de 600° C fusese stabilită pentru un material cu caracteristici mecanice mai scăzute, nu au rezultat elemente suficiente pentru a putea trage concluzii certe cu privire la posibilitatea de a realiza prin tratament termic încordarea înfăşurării la valorile stabilite prin calcul. Se poate menţiona, doar, că respectarea unor anumiţi parametri ai procesului tehnologic şi ai tratamentului termic corespunzător asigură existenţa unei încordări în înfăşurare, la o valoare care poate fi totuşi luată în considerare în calcul.

Avînd în vedere că determinarea valorii încordării existente în înfăşurare reclamă aplicarea unor metode speciale, sînt necesare cercetări în continuare.

Pentru presiuni de lucru între 325—450 kgf/cm^2, efectul de fretare poate duce la economii în greutate de 5—10%, în comparaţie cu corpurile nefretate. Deoarece această problemă nu este încă total rezolvată, pentru astfel de presiuni aparatele pot fi construite fără a se lua în considerare efectul de fretare, adoptîndu-se însă în calculul de dimensionare coeficienţi de siguranţă relativ mai mici decît cei utilizaţi curent, ceea ce ar duce prin compensare la reducerea greutăţii corpului.

CZ 621.436.4.001.5

Cercetări experimentale privind dimensiunile antecamerei unui motor Diesel

MIRCEA NĂSTASE

Randamentul termic al motorului Diesel cu antecameră depinde de forma şi de dimensiunile antecamerei: volumul, secţiunea şi numărul orificiilor de legătură între antecameră şi camera principală de ardere, poziţia axului difuzorului faţă de axul antecamerei etc.

Această dependenţă se datoreşte faptului că, după cum se ştie, la motoarele Diesel cu antecameră arderea amestecului combustibil are loc atît în antecameră, cît şi în camera propriuzisă de ardere, situată deasupra pistonului. Între cele două camere are loc, în timpul arderii, un schimb activ şi continuu de substanţe (aer, gaze de ardere, combustibil vaporizat şi nevaporizat), care influenţează caracteristicile arderii: perioada de întîrziere la autoaprindere, viteza de ardere, viteza de creştere a presiunii etc. şi, în consecinţă, randamentul termic al motorului.

În lucrarea de faţă se analizează dependenţa performanţelor tehnico-economice ale unui motor Diesel cu antecameră faţă de următoarele mărimi caracteristice: volumul antecamerei, secţiunea totală a orificiilor de legătură între camera principală şi antecameră, diametrul şi lungimea antecamerei.

În cadrul cercetărilor experimentale, efectuate pe un motor monocilindric cu antecamera montată lateral, s-au determinat:

τ — perioada de întîrziere la autoaprindere, precizată de timpul cuprins între momentul ridicării acului injectorului şi momentul creşterii puternice a presiunii, grd sau s (momentul desprinderii curbei de presiune de pe curba care reproduce procesul de comprimare din antecameră);

s — perioada de întîrziere a arderii în camera principală, precizată de timpul cuprins între momentul ridicării acului injectorului şi momentul desprinderii curbei de presiune de pe curba care reproduce procesul de comprimare în camera principală, τ_1, grd;

P_e — puterea efectivă a motorului, CP;

n — turaţia motorului, rot/min;

t_{ga} — temperatura gazelor de ardere, măsurată în galeria de evacuare, °C;

t_a — temperatura pereţilor antecamerei, măsurată în regiunea centrală a antecamerei, °C;

Δt_a — variația temperaturii apei de răcire între intrarea și ieșirea din motor, °C;
t_{aer} — temperatura aerului la intrarea în motor, °C;
t_c — temperatura combustibilului la intrarea în camera de ardere, °C;
C_e — consumul de combustibil, kg/h;
C_a — debitul de apă de răcire, kg/h;
C_{aer} — debitul de aer, kg/h;
C_i — debitul fiecărui component al gazelor de ardere, calculat în ipoteza arderii complete (pentru produsele de ardere CO_2, H_2O, O_2 și N_2), pe baza ecuațiilor stoechiometrice, considerînd că $\Sigma\ C_i = C_{aer} + C_e$, kg/h;
λ — coeficientul de exces de aer, calculat prin raportul dintre cantitatea reală de oxigen aspirată și oxigenul necesar arderii stoechiometrice.

Pentru evaluarea calitativă a procesului de ardere s-a utilizat bilanțul energetic al motorului:

$$Q = Q_e + Q_r + Q_{ga} + Q_d, \text{ kcal/h},$$

în care:

$Q = C_e\, N_i$ este căldura degajată prin arderea combustibilului cu puterea calorică inferioară N, kcal/kg;
$Q_e = 632\ P_e$ — căldura echivalentă puterii dezvoltate;
$Q_{re} = C_a\, c_{pa}\, \Delta t_a$ — căldura pierdută prin apa de răcire cu căldura specifică c_{pa}, kcal/kg·grd;
$Q_{ga} = \Sigma C_i\, c_{pi}\, t_{ga} - C_{aer} c_{paer}\, t_{aer} - C_e c_{pc}\, t_c$ — căldura pierdută prin gazele de ardere (c_{pi}, c_{paer} și c_{pe}, kcal/kg·grd — căldura specifică, respectiv a componentelor gazelor de ardere, aerului și combustibilului);
Q_d — alte pierderi de căldură.

Mărimile prinse în bilanțul energetic au fost exprimate în procente față de căldura degajată prin arderea combustibilului; în felul acesta, căldura Q_e reprezintă randamentul efectiv al motorului.

Influența secțiunii de trecere a difuzorului antecamerei a fost cercetată prin analizarea a cinci variante de difuzoare, cu caracteristicile indicate în tabela 1.

Schema difuzorului antecamerei este prezentată în figura 1.

Pentru cercetarea influenței volumului, diametrului și lungimii antecamerei s-au experimentat 17 tipuri de camere de ardere (tabela 2), grupate pe trei valori ale raportului de comprimare ε al motorului.

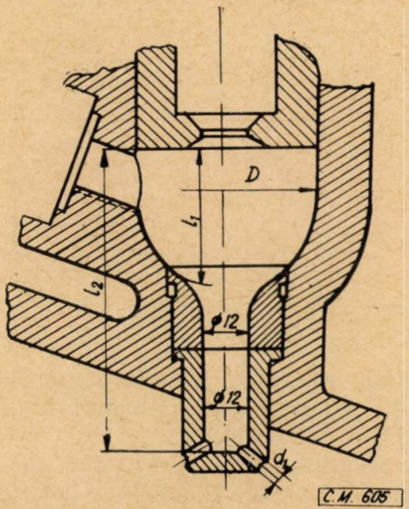


Fig. 1

În figurile 2, 3 și 4 sînt prezentate rezultatele obținute privind variația perioadei de întîrziere la autoaprindere și a perioadei de întîrziere a arderii în camera principală, variația puterii efective și a consumului specific efectiv de combustibil și, respectiv, variația temperaturii gazelor de ardere și a pereților antecamerei în funcție de turație, pentru sarcina corespunzătoare unei puteri de 70% din puterea maximă la 1 000 rot/min și pentru un avans la injecție de 19—20°RAM (rotație arbore motor).

În scopul verificării valabilității rezultatelor obținute și pentru alte regimuri de sarcină și avans la injecție, în figurile 5—10 este redată variația puterii efective și a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turație, stabilită pe difuzoarele nr. *1* și *2*, pentru două sarcini care corespund unor puteri de 70 și 90%

Tabela 1

Nr. difuzor	Nr. de orificii	Diametrele orificiilor d_1, mm								Secțiunea totală a orificiilor, mm²
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1	8	1,7	1,8	2,4	3,0	3,4	3,0	2,4	1,8	39,6
2	8	2,9	3,1	4,0	5,0	5,8	5,0	4,0	3,1	112,4
10	4	2,35	—	3,35	—	4,7	—	3,35	—	39,3
11	4	2,5	—	3,5	—	5,0	—	3,5	—	34,3
12	4	2,2	—	3,1	—	4,4	—	3,1	—	34,1

Tabela 2

Grupa	Antecamera	Volumul antecamerei, cm²	Volumul camerei de ardere, cm²	ε	D, mm	l_1, mm	l_2, mm
ε = 16	I 3 a	56	169	16,1	44	35,2	91,7
	II 2 a	54	167	16,2	46	31,3	88,3
	II 3 b	64	169	16,1	46	37,3	94,3
	III 2 a	59,5	172,5	15,7	48	32,6	89,6
	III 3 b	70	175	15,6	48	38,6	95,6
	III 3 c	70	168	16,2	48	38,6	95,6
ε = 16,8	I 2 a	47	160	16,9	44	29,2	85,7
	I 3 b	56	161	16,8	44	35,2	91,7
	II 1 a	45	158	17,0	46	25,8	82,8
	II 2 b	54	159	17,0	46	31,3	88,3
	III 1 a	50	163	16,6	48	27,1	84,1
	III 2 b	59,5	164,5	16,5	48	32,6	89,6
ε = 17,6	I 1 a	39	137	17,7	44	23,7	80,2
	I 2 b	47	152	17,7	44	29,2	85,7
	I 3 c	56	154	17,5	44	35,2	91,7
	II 1 b	45	150	17,9	46	25,8	82,8
	III 1 b	50	155	17,4	48	27,1	84,1

din puterea maximă a motorului la 1 000 rot/min şi pentru trei avansuri la injecţie: 19—20, 24 şi 29°RAM.

Din materialul grafic prezentat se constată că mărimea suprafeţei totale a orificiilor de trecere — difuzorul 2 faţă de difuzorul *1* (cu 8 orificii), difuzorul *11* faţă de difuzoarele *10* şi *12* (cu 4 orificii) — reduce perioada de întîrziere la autoaprindere şi perioada de întîrziere a arderii în camera principală şi permite obţinerea unor indici tehnico-economici mai buni (putere, consum specific, temperatura gazelor arse). Se observă, de asemenea, că, o dată cu mărirea secţiunilor de trecere a orificiilor difuzorului, temperatura pereţilor antecamerei creşte.

S-a mai găsit — după cum era de aşteptat — că viteza de creştere a presiunii şi presiunea maximă se micşorează în antecameră şi se majorează în camera principală de ardere, la mărirea secţiunii orificiilor de trecere.

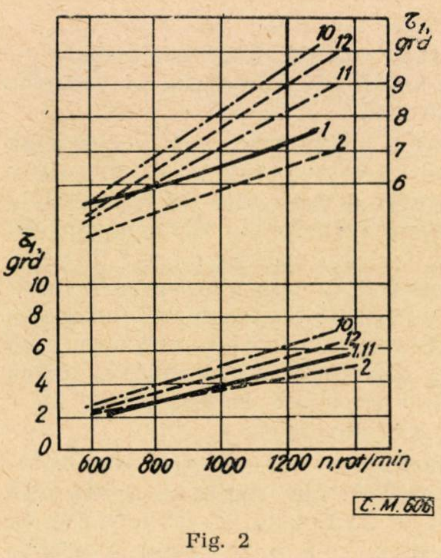


Fig. 2

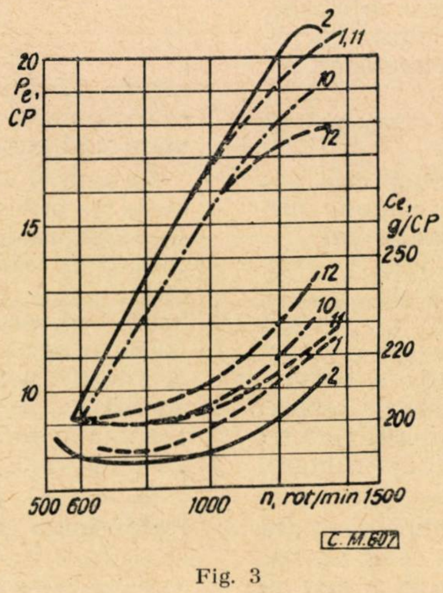


Fig. 3

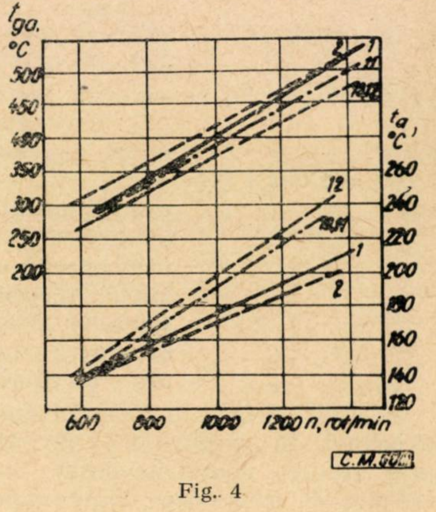


Fig. 4

În consecinţă, dacă se urmăreşte funcţionarea motorului la turaţii ridicate, este necesar să se mărească secţiunea orificiilor de legătură între camera principală şi antecameră, în scopul micşorării perioadei de întîrziere la autoaprindere, a vitezei de creştere a presiunii şi a presiunii maxime din antecameră, deci pentru realizarea unor consumuri specifice reduse şi a unui mers liniştit al motorului.

Autorul consideră că prin mărirea secţiunii de trecere se realizează un schimb mai intens de substanţă între cele două camere, favorizîndu-se reducerea timpului necesar amestecării gazelor, care curg din antecameră, cu aerul din camera principală de ardere, datorită creşterii dispersiunii şi penetraţiei jetului.

Importanţa acoperirii unei suprafeţe cît mai mari din camera de ardere cu jetul de combustibil este pusă în evidenţă şi de rezultatele mai bune obţinute cu difuzorul *1* (cu 8 orificii) faţă de difuzorul *10* (cu 4 orificii), ambele avînd aceeaşi secţiune de curgere.

În figurile 11, 12 şi 13 se prezintă dependenţa, în funcţie de volumul antecamerei V_a, a puterii efective P_e, a consumului specific efectiv de combustibil, a temperaturii gazelor de ardere şi a temperaturii pereţilor antecamerei, la diferite turaţii, pentru rapoartele de comprimare de 16, 16,8 şi, respectiv, 17,6, iar în figurile 14, 15 şi 16 — dependenţa căldurii echivalente puterii dezvoltate şi a căldurii pierdute prin apa de răcire, stabilită în aceleaşi condiţii, de volumul antecamerei V_a.

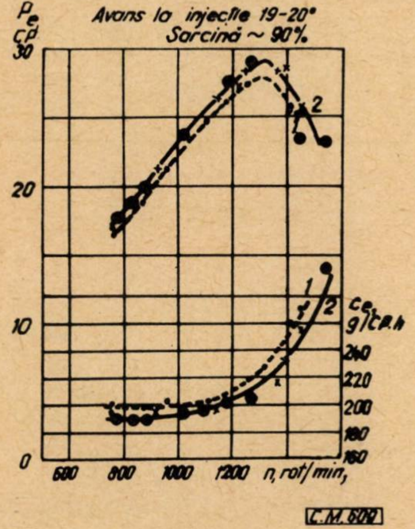


Fig. 5

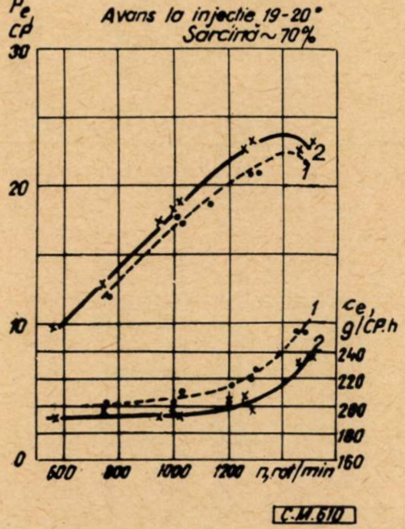


Fig. 6

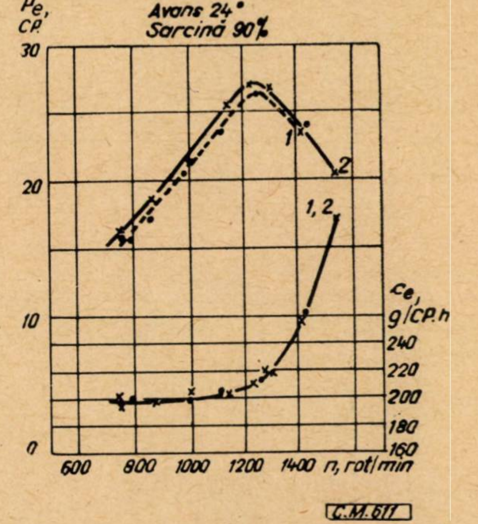


Fig. 7

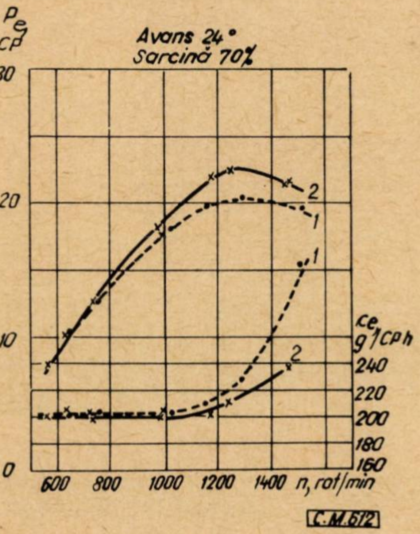


Fig. 8

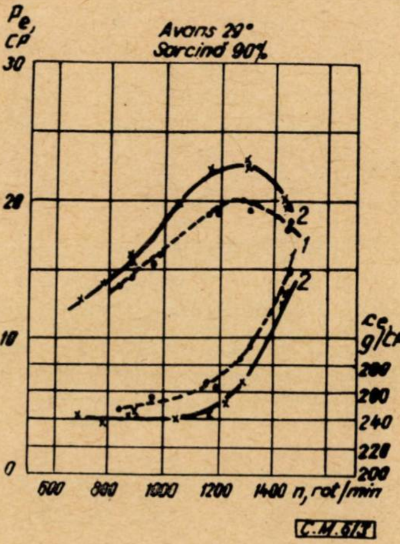


Fig. 9

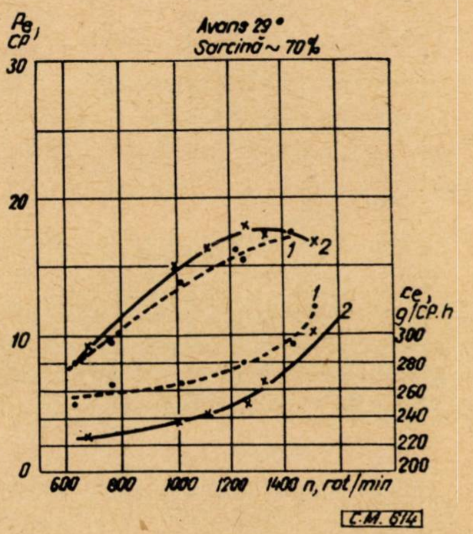


Fig. 10

Se constată că volumul V_e nu influenţează sau are o influenţă foarte mică asupra puterii efective a motorului, temperaturii gazelor de ardere şi temperaturii pereţilor antecamerei. În limitele experimentărilor, consumul specific efectiv de combustibil creşte cu mărirea volumului antecamerei, antrenînd o scădere corespunzătoare a randamentului efectiv.

După cum era de aşteptat, suprafaţa de schimb de căldură între gazele din antecameră şi apa de răcire creşte prin mărirea volumului antecamerei şi, în consecinţă, pierderile termice prin apa de răcire se majorează.

— Numărul relativ redus de antecamere experimentate, cu diametre şi lungimi diferite, nu permite trasarea curbelor dependenţei parametrilor măsuraţi, funcţie de aceste mărimi. Din rezultatele obţinute se deduce totuşi că motorul funcţionează cu randamente mai mari atunci cînd diametrul antecamerei este mai mic. De asemenea, s-a mai găsit că există o lungime optimă care corespunde unui consum minim de combustibil.

Din materialul prezentat se desprind următoarele concluzii privind alegerea dimensiunilor antecamerei :

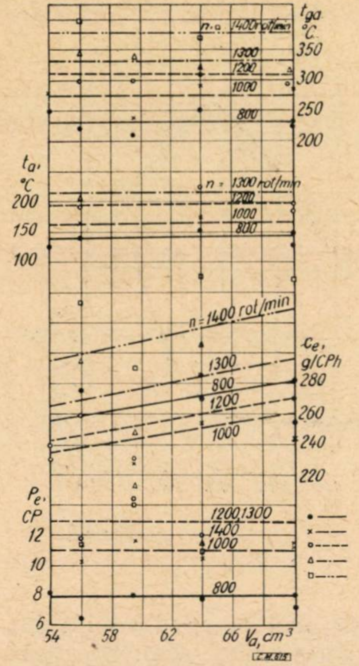


Fig. 11

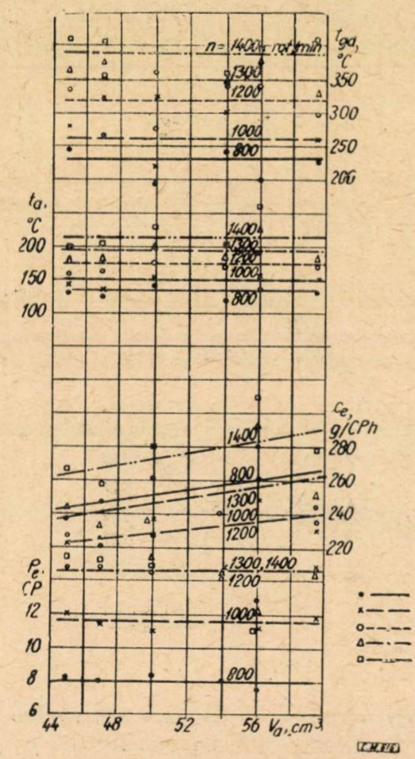


Fig. 12

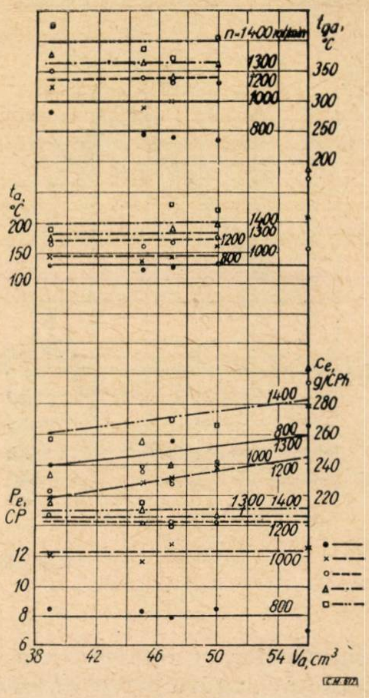


Fig. 13

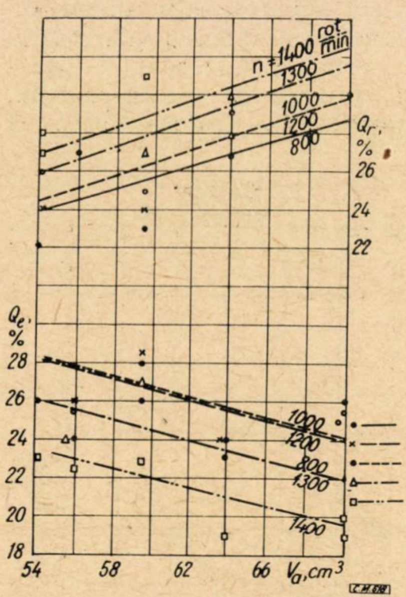


Fig. 14

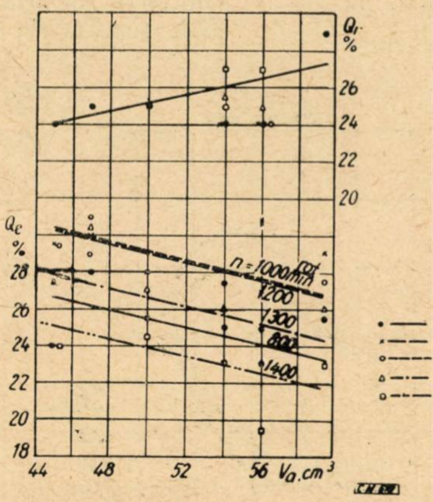


Fig. 15

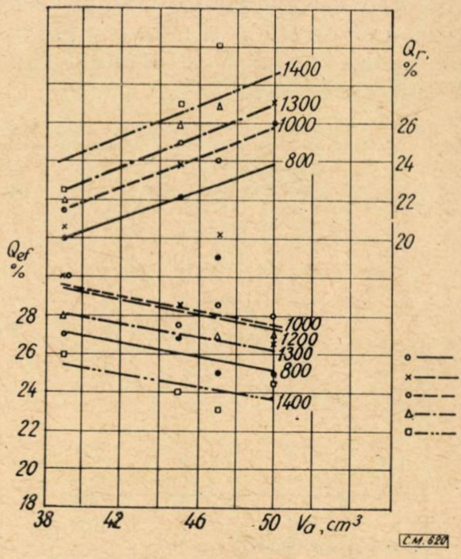


Fig. 16

— în scopul îmbunătățirii arderii la regimuri de turație ridicată (reducerea perioadei de întîrziere la autoaprindere, scăderea presiunii maxime din antecameră și deci realizarea unui mers liniștit al motorului și al unui consum specific redus de combustibil) este necesar să se mărească secțiunea totală a orificiilor de trecere dintre antecameră și camera principală de ardere ;

— prin mărirea diametrului și volumului antecamerei — în domeniul în care au fost efectuate experiențele — performanțele motorului se înrăutățesc : puteri efective mai mici, consumuri specifice efective de combustibil mai mari.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nagao, F., Ikegami, M.* și *Konishi, H.* Influence of conecting passage of Diesel knock in divided chamber type engines. În : Bull. J.S.M.E., **6**, 26, 1963.

[2] *Nagao, F., Kahimoto, H., Matsuoka, Y.* și *Oshida, A.* Photographic study of combustion in pre-combustion type Diesel engine. În : Bull. J.S.M.E., **12**, 1960.

CZ 621.774.5: 621.774.22 : 621.791.762

Sudarea țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru, alamă și oțel inoxidabil

NICOLAE GREAVU

Placarea oțelului este procedeul de acoperire a unui oțel de bază cu unul sau mai multe straturi aderente de alte calități de oțel, de alt metal sau de aliaj neferos, al căror volum reprezintă cel puțin 3% (în general 8—25%) din cel al piesei placate. Îmbinarea stratului metalic de acoperire cu oțelul de bază se face fie prin turnare, fie sub influența unei presiuni corespunzătoare, la temperatură ridicată sau la rece, realizate printr-o prelucrare de deformare plastică (laminare, tragere, extruziune etc.).

Placarea la cald este însoțită de un fenomen complex de difuziune care contribuie la realizarea unei îmbinări între metalele în contact. Placarea la rece se obține printr-o îmbinare mecanică între asperitățile suprafețelor în contact și este, în general, mai puțin rezistentă decît placarea la cald.

Fabricarea și utilizarea laminatelor placate sînt în continuă creștere în țările dezvoltate din punct de vedere industrial, datorită economiei în bani, în oțeluri speciale sau în metale neferoase deficitare, cum și avantajelor tehnice legate de folosirea acestor produse.

Sortimentele principale de laminate placate sînt produsele placate plate (table și benzi), în special table de 5—10 mm grosime și țevi placate.

Printre metalele de acoperire, primul loc îl ocupă oțelurile inoxidabile, îndeosebi oțelurile austenitice de tipul Cr—Ni 18—8. Urmează în ordine metalele neferoase cu aliajele lor, în special cuprul, nichelul și aliajele antifricțiune.

Utilizarea oțelurilor placate permite obținerea unor produse care să reunească proprietăți diferite nerealizabile prin folosirea unui singur metal; de exemplu: conductibilitatea termică bună a oțelului de bază cu rezistența la coroziune a placajului și rezistența mecanică ridicată a oțelului de bază cu proprietățile bune de antifricțiune ale placajului etc.

Datorită considerentelor expuse, utilizarea tablelor și țevilor placate ia o extindere din ce în ce mai mare pe plan mondial, în industria chimică, petrolieră, metalurgică, alimentară, textilă, atomoenergetică; de asemenea, în industria celulozei, hîrtiei și lemnului, a bunurilor de larg consum etc.

În ultimii ani, uzinele „Vulcan"—București, „Grivița roșie"—București și „Independența"—Sibiu au executat pentru industria chimică cîteva produse din tablă de oțel carbon placată cu oțel inoxidabil, însușindu-și cu succes tehnologia respectivă de sudare.

În acest articol se prezintă încercările recente efectuate în țară în legătură cu îmbinarea prin sudare a țevilor de oțel carbon placate în interior cu cupru, alamă și oțel inoxidabil.

Materialul folosit în cadrul experiențelor de sudare a fost: țeavă de oțel carbon placată în interior cu cupru, cu alamă sau cu oțel inoxidabil, fabricată în scop experimental de către Institutul de cercetări metalurgice—București în colaborare cu uzinele producătoare de țevi.

În figura 1 se prezintă schematic două procedee de placare a țevilor prin tragere la rece, și anume placarea prin tragere la gol (fig. 1 *a*) și placarea prin tragere cu dop (fig. 1 *b*). Înainte de tragere, în interiorul țevii de placat *1*, se introduce țeava cu care se placheaza *2*. Pachetul de țevi ascuțit la un capăt se trage prin matrița *3*. După un număr de treceri și reduceri de secțiune se obțin țevile placate *4*, la rece, printr-o îmbinare mecanică.

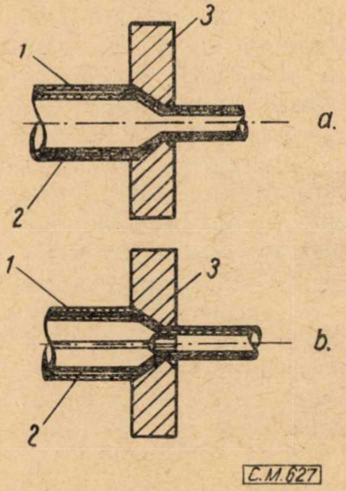


Fig. 1

Placarea cu îmbinare mai intimă între materialul de bază și placaj este realizabilă cu prese de extruziune sau cu agregate speciale (Stassbank), prin laminare la cald.

Țevile folosite în timpul încercărilor de laborator au fost executate prin procedeul placării la rece, din această cauză trecerea de la materialul de bază la placaj făcîndu-se fără zone intermediare, adică existînd o delimitare evidentă între cele două materiale.

Cu titlu informativ se prezintă compoziția chimică a materialului țevilor placate folosite:

— materialul de bază din țeavă: C — 0,19 %; Mn — 0,46 %; Si — 0,20 %; P — 0,032 %;

— placaj de cupru : Cu — 99,50 % ; O_2 — 0,10 % ;

— placaj de alamă : Cu — 62,70 % ; Pb — 0,05 % ; Al — 0,50 % ; Zn — 36,17 % ; Fe — 0,58 % ;

— placaj de oțel inoxidabil : C — 0,12 % ; Ni — 8,84 % ; Si — 0,70 % ; S — 0,016 % ; Cr — 18,44 % ; Mn — 1,26 % ; Mo — 0,46 %.

Ținînd seamă de caracteristicile fizice și mecanice foarte diferite ale materialelor de placare utilizate (temperatura de topire, conductibilitatea termică, structura obținută în urma alierii și difuziunii în oțel, poziția placajului în țeavă), sudarea țevilor a necesitat o tehnică deosebită la executarea îmbinărilor respective.

La alegerea epruvetelor pentru încercări a trebuit să se țină seamă de conductibilitatea termică mult diferită față de oțelurile normale. În special la alamă și cupru, mărimea epruvetelor nu trebuie să fie sub o anumită limită, deoarece, în cazul epruvetelor prea mici, nu se mai pot reproduce cîmpurile termice care au loc la sudarea pieselor în practică. S-a constatat de exemplu că, în cazul alamei, lungimea epruvetelor trebuie să fie de minimum 50 de ori grosimea placajului, iar în cazul cuprului, de 150 ori grosimea placajului.

La sudarea cap la cap a tablelor placate se aplică regula generală de a se suda întîi materialul de bază din oțel carbon și după aceea placajul. În cazul țevilor cu placajul la interior, această succesiune nu este posibilă.

Procedeele de sudare aplicate au fost : sudarea cu flacără, sudarea în mediu protector de argon cu electrod de wolfram (W.I.G.), cum și sudarea electrică manuală cu electrod învelit.

Sudarea cap la cap a țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru și alamă. În cadrul experiențelor s-au folosit țevi cu următoarele dimensiuni : diametrul 60 × 3 mm, cu placaj de cupru de 1 și 1,5 mm grosime, și diametrul 55 × 3 mm, cu placaj de alamă de 1 mm grosime.

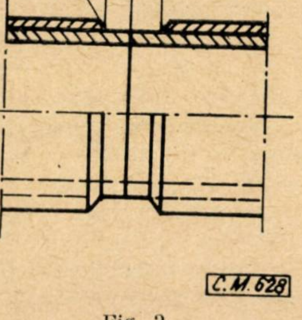


Fig. 2

Forma îmbinării țevilor a fost pregătită conform schiței din figura 2. Această formă a fost găsită ca fiind cea mai corespunzătoare, reprezentînd rezultatul mai multor încercări.

Este știut că, pentru sudarea cuprului, prima condiție pentru obținerea unei suduri de calitate satisfăcătoare este aceea ca materialul să nu conțină oxigen peste 0,03 %. Aceasta ar corespunde calității cuprului electrolitic cu un conținut maxim de 0,02 % oxigen.

Un conținut mai ridicat de oxigen determină formarea porilor și fragilitatea cusăturii sudate, defecte ce nu pot fi eliminate printr-o ciocănire la cald a sudurii.

Faptul că cuprul folosit în cazul țevilor placate are un conținut de aproximativ 0,1 % O_2 nu dăunează materialului, deoarece acesta este fin dispersat în urma procesului de laminare. În cursul sudării însă, în procesul de solidificare și de cristalizare se formează eutecticul fragil $Cu + Cu_2O$, care se concentrează pe fețele granulelor, determinînd fragilizarea îmbinării sudate.

Ținînd seamă de faptul că materialul din care este confecționat placajul de cupru are un conținut de oxigen mare care nu poate fi eliminat din material înaintea operației de sudare, este necesar ca materialul de adaos folosit la executarea sudărilor să conțină elemente de aliere care să dezoxideze baia și să imprime îmbinării sudate caracteristici mecanice cît mai bune.

Materialul de adaos folosit în cadrul experiențelor de sudare a țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru a fost aliajul de cupru cu : 3,5 % Si ; 1 % Mn ; 1,5 % Sn și 0,5 % Fe + Zn.

Sudarea placajului de cupru se execută de preferință prin procedeul sudării în mediu de gaz inert cu electrod de wolfram (W.I.G.). O ușoară ciocănire a cusăturii la roșu contribuie la prevenirea formării fisurilor de contracție. În multe cazuri se sudează cu flacără ; se folosește o flacără neutră și se recomandă o preîncălzire a materialului de bază ; ciocănirea cusăturii este avantajoasă în acest caz.

Înaintea operației de sudare, rostul dintre cele două epruvete a fost curățat pînă la luciu metalic, după care placajul a fost sudat în mediu de argon prin procedeul W.I.G. La unele epruvete, sudarea placajului de cupru s-a executat fără material de adaos. La cel de-al doilea lot de epruvete, placajul de cupru a fost sudat cu sîrmă din aliajul de cupru arătat, cu diametrul de 1,2 mm. În ambele cazuri, capetele epruvetelor au fost prevăzute cu capace de azbest cu orificii pentru circulația argonului și în interiorul lor. Aceasta are un dublu rol, protejînd rădăcina sudurii de acțiunea dăunătoare a mediului și răcind mai repede baia de metal topit ; se realizează prin aceasta o rădăcină corect formată și uniformă.

Epruvetele au fost sudate în mai multe poziții, fiind așezate cu axa țevii în poziție verticală (sudare în cornișă) și apoi în poziție orizontală, în scopul determinării tehnologiei de sudare în ambele poziții de lucru.

În primul caz, la sudarea în cornișă se obține o rădăcină frumos formată, fără scurgeri, cu îngroșare regulată.

Cînd țeava este așezată orizontal, pentru a evita străpungerile, se execută sudarea pe partea laterală a țevii, urcător, aproape pe verticală, rotind țeava în mod corespunzător. Atunci cînd sudarea se execută fără dispozitiv de rotire sau fără ajutor, se poate suda pînă la înălțimea corespunzătoare unui unghi de 45° față de planul orizontal, rotind țeava manual, în mod intermitent.

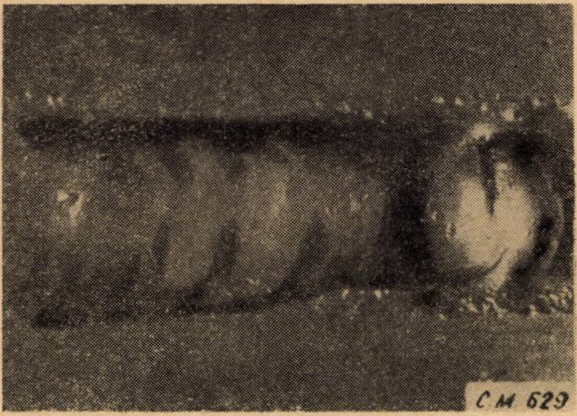


Fig. 3

O corectă formare a rădăcinii sudurii se obține numai în cazul cînd sudarea se execută cu protecție de gaze și în interiorul țevii.

Sudarea placajului de cupru prin procedeul W.I.G. s-a executat în următoarele condiții de lucru : curent de sudare, 110 A ; consum de argon, 7 l/min ; diametrul sîrmei de adaos, 1,2 mm ; debitul argonului de protecție a rădăcinii, 3 l/min ; polaritate directă ; puritatea argonului, 99,97 %.

În figura 3 este redat aspectul rădăcinii îmbinării placajului de cupru sudat în mediu de argon.

Sudarea materialului de bază s-a executat tot în mediu de argon cu o sîrmă de adaos cu compoziția chimică similară materialului de bază, în următoarele condiții de lucru : curent de sudare, 120 A ; consum de argon, 6 l/min ; diametrul sîrmei de adaos, 2 mm ; polaritate directă ; puritatea argonului, 99,97 %.

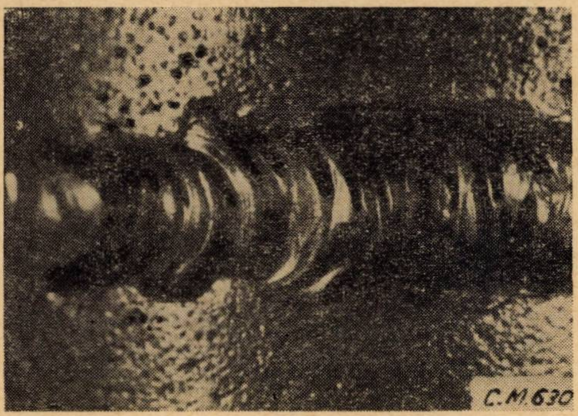


Fig. 4

Ca și în cazul sudării placajului de cupru, materialul de bază a fost sudat atît în poziție verticală (în cornișă), cît și în poziție orizontală. În timpul procesului de sudare s-a căutat, pe cît posibil, să se evite topirea cusăturii sau a țevii de cupru, preîntîmpinînd prin aceasta formarea unor structuri nefavorabile.

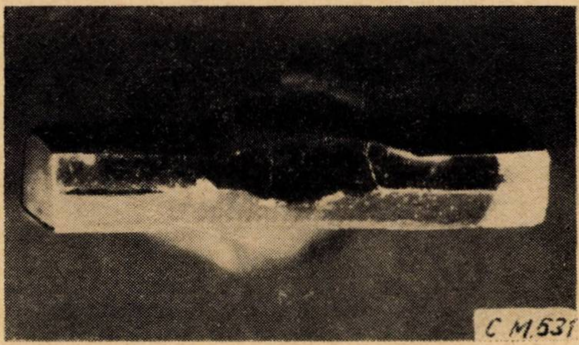


Fig. 5

În figura 4 este redat aspectul exterior al sudurii materialului de bază al țevii placate cu cupru.

Controlul amănunțit al suprafeței cordonului a scos în evidență, în diferite puncte, fisuri care se întindeau pe lungimi cuprinse între 2 și 10 mm, care, așa cum se poate observa și în macrostructura din figura 5, se opresc în cusătura sudată sau în placajul de cupru.

Examinarea microscopică a arătat pătrunderea cuprului în fisură (fig. 6), oțelul fiind constituit din ferită și perlită.

Determinările de microduritate au arătat, pentru zona sudurii, valori foarte mari cuprinse între 520 și 650 HV față de 246 HV pentru materialul de bază din oțel carbon. Aceste valori ale durității duc la ipoteza că în zona sudurii, din cauza topirii parțiale a placajului de cupru, s-a produs alierea metalului cusăturii. Este posibil ca, prin alierea cu cupru la temperaturi ridicate, să se fi produs structuri asemănătoare cu cele amintite în literatura de specialitate sub denumirea de martensită de cupru (Kupfermartensit). În urma acestor rezultate s-a ajuns la concluzia că sudarea stratului de

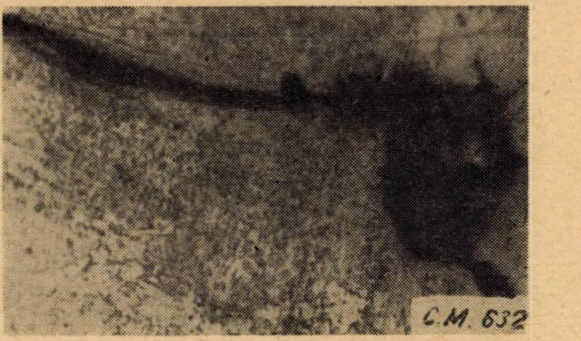


Fig. 6

oțel, cu topirea chiar și neînsemnată a placajului de cupru, este însoțită totodată de pericolul apariției fisurilor.

Printre soluțiile posibile a fi utilizate în scopul evitării fisurilor prezintă interes fie găsirea unui material care, folosit ca strat intermediar între cordoanele de cupru și oțel, să nu dea structuri fragile, fie sudarea independentă a fiecărui material (cupru-oțel) în așa fel încît între cele două cusături sudate să existe o delimitare fără zone de difuzie.

Aplicarea stratului intermediar prezintă dificultăți practice mult prea mari, mai ales în cazul țevilor cu pereți subțiri. De altfel, țevile folosite în cadrul experiențelor descrise, așa cum s-a arătat, au fost realizate prin tragere la rece, metodă care nu asigură o legătură metalurgică între cele două straturi.

Cea de-a doua cale, anume împiedicarea formării unei zone de difuziune între cele două cusături — cea de cupru și cea de oțel — poate fi realizată prin răcirea suficient de intensă a cuprului. În acest scop s-au pregătit îmbinări de țevi placate cu cupru în aceleași condiții ca și în cazul anterior, cu deosebirea că la sudarea stratului de oțel s-a întreprins o răcire intensă cu apă din interiorul țevii. În aceste condiții picăturile de oțel topit cad pe placajul de cupru rece, solidificîndu-se imediat, fără topirea acestuia. În toate aceste cazuri nu s-au mai observat nici un fel de fisuri în cordonul de sudură.

În cadrul probelor de laborator, răcirea cu apă a epruvetelor, ținînd seamă de faptul că ele au fost scurte (300 mm), s-a realizat folosind două dopuri de cauciuc prin care au trecut conductele de intrare și ieșire a apei.

Se remarcă totuși că, la folosirea procedeului W.I.G. pentru sudarea cusăturii de oțel fără a permite încălzirea cuprului pînă la temperaturi periculoase din punct de vedere al difuziunii cuprului, este necesară o îndemînare deosebită din partea sudorului, în special în poziții dificile de lucru. Din acest punct de vedere, se obțin rezultate mult mai sigure prin folosirea procedeului de sudare cu flacără oxiacetilenică.

Sudarea țevilor de oțel carbon placate cu alamă prezintă dificultăți ceva mai mari. La sudarea în mediu protector de argon, deși se folosesc curenți de sudare mici (70 A), atît în curent continuu, cît și în curent alternativ, datorită punctului de topire scăzut al alamei (circa 900° C), are loc vaporizarea intensă a zincului, fapt care împiedică realizarea unor îmbinări satisfăcătoare. Ca urmare a acestui fapt, îmbinarea placajului de alamă a fost executată cu flacără oxiacetilenică oxidantă.

După cum se știe, problema principală constă în a reduce vaporizarea zincului și absorbția de hidrogen. Aceasta se realizează, în mare măsură, prin utilizarea unei flăcări oxiacetilenice oxidante, evitîndu-se un exces de gaz combustibil; flacăra intensă, putînd supraîncălzi marginile pieselor de sudat, accentuează vaporizarea zincului. Efectul flăcării oxidante este dublu. În primul rînd, concentrația de hidrogen este mai redusă, ceea ce reduce și tendința de porozitate. Pe de altă parte, vaporii de zinc nu se oxidează atunci cînd părăsesc zona de încălzire a flăcării, ci chiar în momentul în care părăsesc alama topită. Datorită acestui fapt se formează pe metalul topit o peliculă de oxid de zinc solid, care evită scăparea altor atomi de zinc sau cel puțin îi întîrzie; stratul de oxid de zinc este dizolvat de fluxul aplicat, însă întîrzierea realizată este suficientă pentru a reduce sensibil pierderea de zinc.

Raportul optim dintre consumul de oxigen și cel de acetilenă, în cazul flăcării oxiacetilenice, în cazul sudării alamei este:

$$\frac{O_2}{C_2 H_2} = 1{,}2 - 1{,}4.$$

Folosind aceeași metodă de răcire cu apă s-a executat și sudarea materialului de bază din oțel carbon în aceleași condiții ca la sudarea țevilor placate cu cupru.

Analiza macro — și microscopică nu a scos în evidență prezența porilor sau a fisurilor în îmbinările sudate prin această metodă. În figura 7 este redat aspectul secțiunii unei țevi de oțel carbon placate cu alamă, sudată cu flacără oxiacetilenică.

În urma încercărilor de sudare a țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru și alamă s-a ajuns la concluzia că nu se pot obține îmbinări de calitate corespunzătoare prin orice procedeu de sudare.

În cazul țevilor placate cu cupru, placajul poate fi sudat fie cu flacără, fie în mediu protector de argon (cu protecția rădăcinii din interiorul țevii), iar în stratul de oțel se recomandă a fi sudat cu flacără. În cazul țevilor placate cu alamă trebuie folosită, pentru ambele straturi, sudarea cu flacără oxiacetilenică.

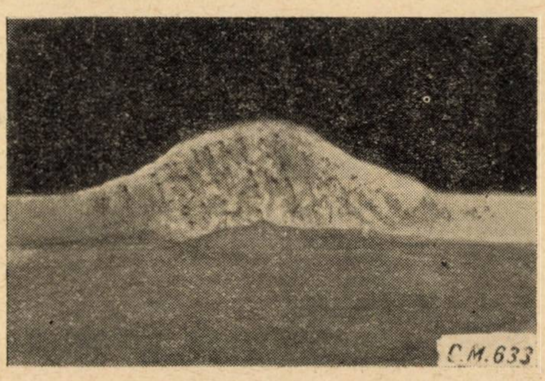


Fig. 7

Sudarea țevilor de oțel carbon placate la interior cu oțel inoxidabil. În cadrul experiențelor de sudare s-a folosit țeavă de oțel inoxidabil (de tipul 18—8), avînd dimensiunile : diametrul 80 × 4,5 mm, cu grosimea placajului de 1,5 și 2 mm.

Ținînd seamă că placajul din oțel inoxidabil este subțire (1,5 — 2 mm), s-a folosit pentru îmbinarea acestuia fie sudarea cu flacără, fie sudarea în mediu protector de argon (W.I.G.). Forma îmbinării epruvetelor din țeavă placată cu oțel inoxidabil a fost asemănătoare cu cea folosită în figura 2.

Una dintre condițiile de bază la sudarea țevilor placate este aceea ca marginile celor două straturi (material de bază și placaj) să fie perfect aliniate cap la cap. Dacă, după prelucrarea marginilor, acestea nu sînt vizibile, pot fi puse în evidență prin aplicarea unei soluții apoase de sulfat de cupru care colorează oțelul de bază prin cuprare. Una dintre rețetele soluției este următoarea : sulfat de cupru — 150 gf ; apă — 1 000 gf.

Datorită însă faptului că grosimea materialului de bază din oțel carbon este de 3 mm, întreaga secțiune a îmbinării a fost executată cu un singur tip de material de adaos, și anume oțel inoxidabil de tip 18—8.

La sudarea placajului, vergeaua de 2 mm diametru a electrodului cehoslovac EP 380, căruia i s-a îndepărtat învelișul, a prezentat următoarea compoziție chimică : Cr — 18 % ; C—0,08 % ; Si—0,6 % ; Ni — 8 % ; Mn—1,5% ; Nb — element de stabilizare.

Epruvetele au fost sudate cu flacără oxiacetilenică și cu arc electric cu electrod învelit.

În scopul evitării unei eventuale diluări a sudurii cu materialul din țeava de oțel carbon, sudarea s-a executat în două treceri. În primul rînd, s-a realizat îmbinarea placajului de oțel inoxidabil, folosind arzătorul nr. 3. Flacăra a avut un caracter neutru. După executarea primului rînd, care a asigurat sudarea placajului, acestuia i s-a polizat îngroșarea. În continuare, întregul contur al îmbinării a fost sudat cu arc electric cu același tip de electrod.

Cel de-al treilea lot de epruvete a fost sudat în mediu protector de argon. S-a folosit în cele două poziții caracteristice ca și la țevile placate cu cupru și alamă. Din aceleași considerente ca mai sus, sudarea a fost executată în două treceri. Epruvetele erau prevăzute cu capace de azbest și cu orificii pentru accesul argonului necesar protecției sudurii la rădăcină.

Atît în cazul sudării în cornișă, cît și în cazul cînd țeava este așezată orizontal, se obțin suduri de calitate corespunzătoare, fără scurgeri exagerate de material.

Pentru evitarea străpungerii materialului depus sau a placajului, la sudarea materialului de bază din oțel carbon sudarea se execută pe partea laterală a țevii, urcînd cusătura pe verticală prin rotirea țevii în mod corespunzător.

Sudarea în mediu de argon a țevii placate cu oțel inoxidabil a fost executată în următoarele condiții de lucru : curent de sudare, 60 A ; consum de argon, 8 l/min ; diametrul sîrmei de adaos, 2,5 mm ; debitul argonului de protecție a rădăcinii, 3 l/min ; polaritate directă ; puritatea argonului, 99,97 %.

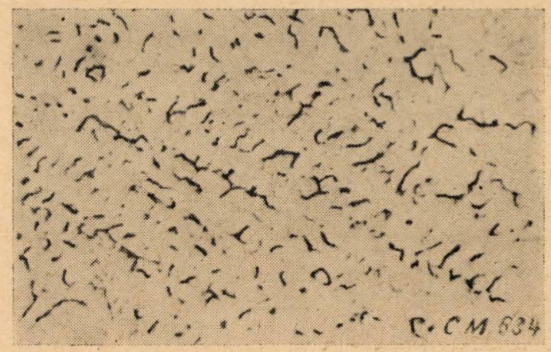


Fig. 8

Analiza microscopică a cusăturii sudate nu a scos în evidență pori sau microfisuri.

Cusătura prezintă o structură cu separări de ferită în proporție de circa 11 %, așa cum se vede în figura 8.

Zona de trecere și zona influențată termic prezintă o structură de supraîncălzire accentuată, după cum apare în figura 9.

În urma încercărilor de sudare a țevilor de oțel carbon placate cu oțel inoxidabil de tipul 18—8 s-a confirmat că cel mai bun procedeu de sudare este acela al sudării cu arc în mediu protector de argon (W.I.G.).

Prin acest procedeu se poate suda cu o bună pătrundere întreaga secțiune a placajului, avînd posibilitatea de a proteja și rădăcina sudurii. Aspectul este valabil și pentru cel de-al doilea strat care se formează între placajul de oțel inoxidabil și marginile materialului de bază din oțel carbon.

Rezultatul încercărilor mecanice ale îmbinărilor sudate. În scopul de a obține o imagine asupra solicitărilor la care pot fi supuse îmbinările țevilor din oțel carbon placate la interior cu cupru, alamă și oțel inoxidabil, o parte din

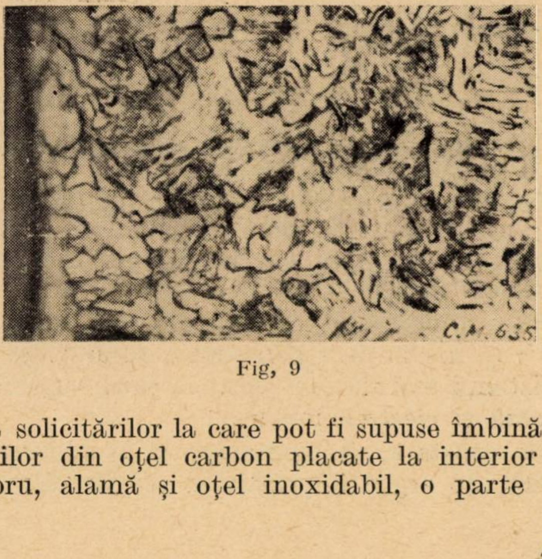


Fig. 9

epruvetele realizate au fost supuse încercărilor de tracțiune și îndoire.

În tabela 1 sînt date rezultatele încercărilor la tracțiune ale țevilor placate cu cupru și alamă, sudate cap la cap.

Ceea ce este specific acestor încercări este faptul că între locul de rupere și rezistențele de rupere nu s-au putut observa anumite corelații precise; totuși, în multe cazuri, limitele superioare ale rezistențelor au fost observate la ruperea cusăturilor. Această comportare se datorește, după cît se pare, faptului că rezistența însăși a materialelor în stare nesudată variază în limite mari.

Tabela 1

Denumirea îmbinării	Grosimea materialului de bază, mm	Grosimea placajului, mm	Rezistența la rupere, kgf/mm²	Observații
Țeavă placată cu cupru, sudată cap la cap în mediu de argon și cu flacără oxiacetilenică	1,5	1,5	$\frac{29\ldots41}{37{,}6}$	ruperea s-a produs atît în sudură, cît și în materialul de bază, în proporție de aproximativ 50 %
Țeavă placată cu alamă, sudată cap la cap cu flacără oxiacetilenică	2,5	1	$\frac{40\ldots43{,}5}{41{,}7}$	ruperea s-a produs atît în sudură, cît și în materialul de bază, în proporție de 1/3, respectiv 2/3

În tabela 2 apar rezultatele încercărilor la rupere pentru țevile placate cu oțel inoxidabil sudate cap la cap (grosimea placajului 2 mm, iar a materialului de bază 2,5 mm).

Tabela 2

Denumirea	Prelucrarea epruvetei	Rezistența la rupere, kgf/mm²	Observații
Țeavă placată cu oțel inoxidabil; placajul sudat cu flacără oxiacetilenică	cu îngroșare	$\frac{45{,}2\ldots48{,}7}{47{,}5}$	rupere în material
	fără îngroșare	$\frac{34{,}6\ldots41{,}1}{38}$	rupere în sudură
Țeavă placată cu oțel inoxidabil; îmbinarea executată în mediu protector de argon	cu îngroșare	$\frac{39{,}6\ldots58{,}2}{48{,}8}$	rupere atît în sudură, cît și în materialul de bază
	fără îngroșare	$\frac{37{,}2\ldots46}{40{,}7}$	

La aceste încercări s-a observat același fenomen ca și în cazul anterior, cu toate că la o parte din epruvete s-a îndepărtat îngroșarea cusăturii prin polizare.

Este importantă constatarea că în cazul sudării în mediu de argon s-au obținut valori de rezistență mai ridicate decît în cazul sudării cu flacără și electrod învelit.

Se constată, de asemenea, că la sudarea în mediu de argon împrăștierea rezultatelor este mare, fapt ce poate duce la concluzia că experiența sudorului are o influență mai mare decît în cazul sudării cu flacără și electrod învelit.

Concluzii. Pe baza încercărilor de sudare a țevilor de oțel carbon placate la interior cu cupru, alamă și oțel inoxidabil de tipul 18—8 se pot trage o serie de concluzii.

Astfel, sudarea cap la cap a țevilor de oțel carbon placate cu cupru a dat rezultate bune atunci cînd placajul a fost sudat în mediu protector de argon (W.I.G.), cu material de adaos din aliajul de cupru cu 3,5 % Si, 1 % Mn, 1 % Sb și 0,5 % Fe + Zn, cu circulație de argon în interiorul țevii pentru protecția rădăcinii sudurii. Pericolul de fisurare în cusăturile de oțel se evită atunci cînd pentru sudarea materialului de bază din oțel carbon se folosesc flacăra oxiacetilenică și răcirea cu apă la interior a epruvetelor.

Lucrările experimentale de sudare cap la cap a țevilor din oțel carbon placate cu alamă au demonstrat că cele mai bune rezultate se obțin cînd acestea sînt sudate cu flacără oxiacetilenică, aplicîndu-se epruvetelor o răcire forțată cu apă.

Țevile de oțel carbon placate la interior cu oțel inoxidabil de tipul 18—8 se sudează în cele mai bune condiții prin procedeul de sudare în mediu protector de argon (W.I.G.), folosind ca material de adaos vergele din oţel austenitic de tipul 18—8. Se obţin însă rezultate satisfăcătoare şi prin sudarea cu flacără oxiacetilenică sau prin sudarea electrică cu electrod învelit.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Machu, V.* Metallische Überzuge, Akademische Verlaggesellschaft. Geest Portig K—G Leipzig 1—7948.

[2] *Franţiu, I.* ş.a. Placarea tablelor şi a ţevilor de oţel carbon cu oţel inoxidabil şi cupru. Cercetări metalurgice. A treia sesiune ştiinţifică a I.C.E.M., 1963.

[3] *Gherasimenko, I. N.* Svarka dvuhsloinoi stali s hromistîm zaşitnîmsloet.

[4] *Gerveaux, H.* Contribuţie cu privire la îmbinarea metalelor placate şi la executarea dublurilor. Bucureşti, I.D.T. Aplicaţiile sudurii în construcţia de instalaţii supuse la temperaturi şi presiuni mari, vol. **II**.

[5] *Wirtz.* În : Blech, nr. 8, 1963, p. 532—535 şi nr. 9, 1963, p. 616—619.

[6] *Rădulescu, C.* Sudarea oţelurilor placate cu oţel inoxidabil. Din experienţa uzinelor „Vulcan"—Bucureşti. I.D.T. 1963.

[7] *Ionescu, P.* şi *Petrişor, D.* Consideraţii asupra sudării cuprului cu electrod de wolfram în mediu de argon. Comunicările celei de-a V-a Conferinţe de sudură şi încercări de metale. Timişoara, 1965.

CZ 621—52: 338.062.4

Mecanizarea prelucrării informaţiilor şi organizarea ştiinţifică a producţiei

Dr. ing. SAMSON SCHÄCHTER şi NICOLAE COSTAKE

După cum se ştie, organizarea ştiinţifică a producţiei este un obiectiv de primă importanţă a politicii economice a partidului nostru. Ea preocupă îndeaproape pe numeroşi specialişti din cele mai diferite domenii de activitate. Dezbaterea acestei probleme a scos în evidenţă numeroase posibilităţi de îmbunătăţire a sistemului de conducere operativă, planificare şi cooperare, a activităţii de evidenţă contabilă şi financiară. În discuţie au fost însă mai puţin abordate aspectele legate de creşterea vitezei de circulaţie a informaţiilor necesare conducerii întreprinderilor sau sectoarelor economiei, cerinţă esenţială a măririi eficienţei acestei activităţi. Deşi au fost luate în discuţie unele chestiuni privitoare la tipizarea documentelor primare şi simplificarea circulaţiei lor, nu s-au făcut aproape de loc referiri asupra problemelor legate de introducerea mijloacelor moderne de culegere şi prelucrare a informaţiilor, mijloace capabile să crească substanţial viteza de circulaţie a acestora şi, prin aceasta, să influenţeze direct asupra întregului sistem de organizare a producţiei întreprinderilor economice. De aceea, în cele ce urmează se insistă tocmai asupra unor asemenea aspecte inedite.

Indiferent de profilul întreprinderii, desfăşurarea producţiei implică aprovizionarea cu materiale şi materii prime, prelucrarea acestora cu ajutorul maşinilor, respectiv agregatelor, obţinîndu-se semifabricate; montarea acestora în vederea realizării produselor finite; livrarea lor la beneficiari, conform contractelor încheiate. Această circulaţie, respectiv prelucrare de materiale, este însoţită de o circulaţie, respectiv prelucrare, corespunzătoare a informaţiilor necesare conducerii întregului proces de fabricaţie. În acest din urmă lanţ intră un număr de documente scrise (ca de exemplu : comenzi, bonuri de materiale, bonuri de lucru, rapoarte de schimb etc.) şi informaţii transmise verbal (ca de exemplu : dispoziţii de la dispecer la maistru, de la maistru la lucrător, sesizările lucrătorului către maistru etc.). Aceste informaţii pot fi grupate în informaţii primare (brute) şi informaţii prelucrate (care rezultă din operaţii efectuate asupra informaţiilor brute, de exemplu : analize, rapoarte etc.).

Producţia modernă din uzinele constructoare de maşini comportă prelucrări rapide, sortimente mari de produse de complexitate ridicată, procese de producţie care comportă materii prime şi materiale numeroase, variate ca volum şi caracteristici, şi segmentarea procesului tehnologic în multe operaţii care se execută la multe locuri de muncă. Toate acestea duc la un flux complex de informaţii (atît ca volum de informaţii primare, respectiv prelucrate, cît şi ca operaţii pentru calculul necesar prelucrării şi reactualizării informaţiilor). Realizarea corectă a acestui flux de informaţii necesar conducerii uzinei necesită efectuarea rapidă a unui volum mare de calcule referitoare la activitatea de producţie şi contabil-financiară (de exemplu : calculul planului de aprovizionare, calculul planificării producţiei şi al lansării în fabricaţie, calculul preţului de cost, calculul salariilor etc.).

Pentru a avea o imagine a problemelor respective, în figura 1 este prezentată o schemă a activităţii de conducere a producţiei într-o întreprindere.

Realizarea manuală a acestor prelucrări de informaţii, care ocupă mulţi salariaţi, devine un punct de strangulare a procesului de conducere (nefiind capabilă să realizeze viteza necesară şi centralizarea corespunzătoare a informaţiilor, şi introducînd în plus un procent inerent de erori). Din aceste motive, mecanizarea, respectiv automatizarea prelucrărilor de informaţii, reprezintă o necesitate a organizării ştiinţifice a producţiei.

Dispozitivele perfecţionate de prelucrare a informaţiilor de conducere economică sînt realizate în principal din centre mecanografice şi sisteme cuprinzînd calculatoare electronice numerice. În cazul centrelor mecanografice, informaţia primară trebuie să fie redactată în formă de documente tipizate (bonuri de materiale, avize de expediţie etc.); ea se înscrie pe cartele perforate, acestea sînt prelucrate de către dispozitive de prelucrat cartele şi se obţin situaţii sub formă de tabele (pentru stocuri, comenzi etc.). În cazul sistemelor ce cuprind calculatoare electronice, informaţia primară este centralizată la calculator, fie prin convertire pe cartele perforate, fie o dată cu generarea documentelor primare, şi anume cu ajutorul unor dispozitive capabile să facă prelucrări simple şi totodată să elaboreze informaţia în forma necesară pentru calculator. În această categorie intră maşinile electrice de calculat cu 2—4 operaţii şi cele de facturat care elaborează bandă perforată, dispozitivele de cules date de producţie cu intrarea pe cartelă perforată sau claviatură, care de asemenea elaborează bandă perforată sau semnale electrice, pe care le transmit direct la calculator.

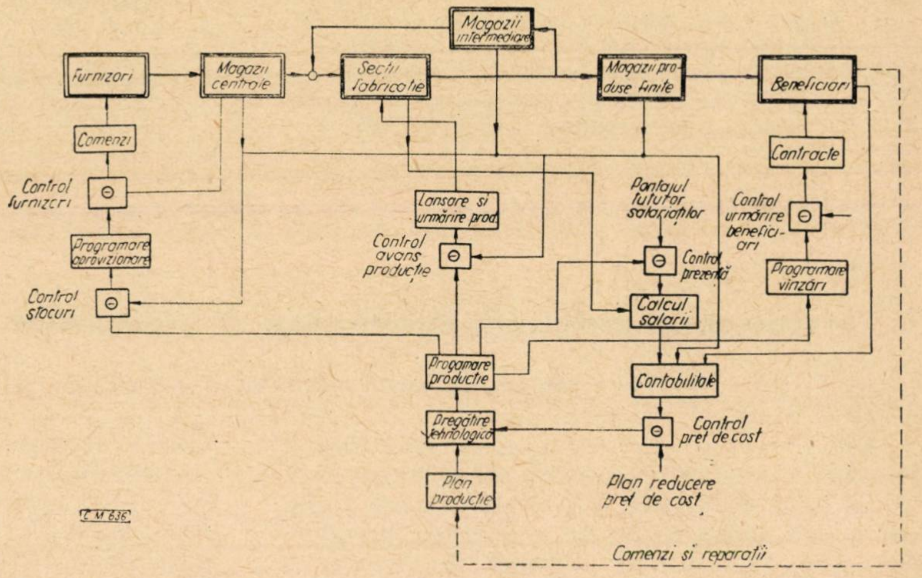

Magazii intermediare
Furnizori
Magazii centrale
Secţii fabricaţie
Magazii produse finite
Beneficiari
Comenzi
Contracte
Control furnizori
Lansare şi urmărire prod.
Pontajul tuturor salariaţilor
Control urmărire beneficiari
Programare aprovizionare
Control avans producţie
Control prezenţă
Programare vînzări
Control stocuri
Calcul salarii
Progamare producţie
Contabilitate
Pregătire tehnologică
Control preţ de cost
Plan producţie
Plan reducere preţ de cost
C M 636
Comenzi şi reparaţii

Fig. 1

Pentru unele prelucrări de informaţie mai simple (ca de exemplu: evidenţa şi gestiunea materialelor, unele calcule financiare etc.) pot fi utilizate atît soluţia de mecanizare cu centrul mecanografic, cît şi cu calculator. În schimb, pentru conducerea operativă a producţiei, deci pentru lucrări de planificare şi de urmărire operativă a mersului fabricaţiei, numai soluţia cu calculator electronic corespunde cerinţelor, deoarece în acest caz este vorba de prelucrarea complexă şi rapidă a unui volum foarte mare de date care apar zilnic.

Care este în linii generale dotarea uzinelor noastre cu astfel de mijloace? În prezent, centre mecanografice sînt instalate la mai multe întreprinderi importante (Uzinele „23 August", Grupul de uzine pentru aparataj electrotehnic şi instalaţii de automatizare etc.), respectiv în cadrul unor organizaţii centrale (Ministerul Petrolului, Direcţia Centrală de Statistică etc.), şi urmează a fi instalate şi la alte unităţi. Nu există însă nici un calculator electronic utilizat pentru prelucrarea informaţiilor de conducere economică a unei întreprinderi industriale. După cum se ştie, la Institutul de fizică atomică al Academiei, Institutul politehnic Timişoara, Institutul de calcul din Cluj al Academiei, s-au realizat calculatoare electronice, iar la Combinatul siderurgic Hunedoara este în funcţiune un calculator electronic industrial importat din Anglia. Aceste calculatoare au rezolvat şi rezolvă în bune condiţii o serie de probleme destul de complexe cu caracter tehnic sau ştiinţific. Viteza de lucru, ca şi capacitatea relativ redusă a memoriei lor (sub 4 096 cuvinte), fac ca ele să nu fie proprii pentru utilizarea în sistemele de mecanizare a activităţii de conducere economică. Calculatorul de la Combinatul siderurgic Hunedoara, ale cărui performanţe sînt ceva mai ridicate decît ale celorlalte calculatoare citate, nu poate fi utilizat din plin datorită dificultăţilor legate de capacitatea redusă de pregătire şi reproducere a benzilor perforate.

Rezolvarea problemelor legate de conducerea economică a întreprinderilor necesită calculatoare electronice rapide şi cu posibilităţi mari de memorare a informaţiilor (viteza de calcul de ordinul a 10—50 000 operaţii simple şi memorie internă de cel puţin 16 586 cuvinte). Dacă, din punctul de vedere al activităţii de pregătire teoretică a prelucrării informaţiilor de conducere economică, s-au realizat unele lucrări în cadrul Centrului de calcul şi cibernetică economică de la I.S.E. şi, în parte, la I.P.A., lipsa de dotare cu calculatoare adecvate a făcut ca volumul acestor lucrări să fie limitat şi experimentările să fie foarte reduse. Comparînd, din punctul de vedere al calculatoarelor electronice destinate conducerii economice, situaţia din ţara noastră cu situaţia din celelalte ţări, trebuie spus că există o serioasă rămînere în urmă (sub 1 calculator la 1 milion locuitori, faţă de 8 în

Grecia, la finele anului 1964) și că cerințele industriei noastre impun lichidarea cît mai rapidă a acestei stări de fapt.

Congresul al IX-lea al P.C.R. a arătat importanța pe care o prezintă continua promovare a progresului tehnic și a metodelor moderne de organizare a producției. Asigurarea unei eficiențe sporite a sistemului de conducere prin utilizarea mijloacelor tehnice moderne, a calculatoarelor electronice, constituie o linie importantă în vederea realizării acestor indicații.

Industria constructoare de mașini din țara noastră cuprinde un număr important de unități industriale, dintre care multe au peste 5 000 de salariați. Caracterul discontinuu al procesului de producție, diversitatea producției, problemele de colaborare, fac ca îmbunătățirea conducerii economice să fie legată de cunoașterea completă și ori de cîte ori este necesar a situației întreprinderii.

Pentru a aprecia necesitățile existente în acest domeniu, în cadrul uzinelor din M.I.C.M., I.P.A. a organizat o anchetă la circa 30 de uzine. Obiectivele acestei anchete au fost cunoașterea dificultăților din punctul de vedere al conducerii economice a producției, al dotării cu mijloace de mecanizare a prelucrării informațiilor existente, cît și indicarea măsurilor ce ar trebui luate.

Răspunzînd acestui chestionar, uzinele au semnalat o serie de greutăți în domeniul conducerii economice. Modul de conducere a fabricației se caracterizează în prezent prin neutilizări importante de capacități de producție datorită ritmicității neuniforme a acesteia. Capacitățile neutilizate minime sînt estimate la 2% la uzina „Electrofar"—București, iar cele maxime sînt estimate la circa 20—30%, la uzinele „Steagul roșu" — Brașov și „Electroputere" — Craiova. Trebuie subliniat că cifrele indicate în anchetă au un caracter informativ.

Studiile mai detaliate întreprinse la uzina „Tractorul"—Brașov, Uzinele de vagoane—Arad și „Electroputere"—Craiova au arătat că motivul principal în neutilizarea completă a capacității de producție nu este constituit de deficiențele de ordin organizatoric, ci de volumul mare de informații care trebuie memorate, respectiv prelucrate zilnic, operații nerealizabile fără un sistem modern de prelucrare a informațiilor.

Se poate spune că introducerea sistemelor de prelucrare a informațiilor cu calculatoare electronice ar permite efectuarea rapidă și completă a operațiilor care actualmente se fac întîrziat și cu un consum mare de manoperă, ca de exemplu : cunoașterea zilnică a avansului fabricației, inclusiv a întîrzierilor față de grafic, cunoașterea zilnică a stocurilor de materii prime, materiale, semifabricate și produse, recomandarea rapidă a măsurilor de luat la apariția perturbațiilor (schimbarea materiei prime, ieșirea din funcțiune a mașinilor, lipsa muncitorului etc.), evidențierea continuă a schimbărilor componentelor prețului de cost ca rezultat al modificării intervenite în producție etc. De asemenea, devine posibilă efectuarea unor noi operații, ca : calculul planului optim anual de producție, încărcarea optimă a utilajelor, calculul stocurilor optime, calculul loturilor optime etc.

Timpii necesari pentru obținerea unei situații operative în vederea luării de decizii urgente sînt uneori excesiv de lungi (cîteva zile). S-a constatat că timpul lung necesar pentru culegerea datelor din ateliere, precum și cel de restabilire a situației față de diverse perturbații, au ca efect faptul că, pentru anumite grupe de repere, conducerea eficientă nu este posibilă (deciziile se iau pe baza unor informații vechi, soluțiile care se dau întîlnesc între timp o situație nouă). Din acest motiv, conducerea întreprinderii este pusă uneori în situația de a lua unele măsuri pe baza unor informații insuficiente ca număr și actualitate, deci fără a putea prevedea exact toate aspectele rezultate din măsurile luate, iar măsurile respective nu se execută cu suficientă operativitate. Nu întîmplător conducerea tehnică a unor uzine este ocupată, o mare parte din timpul zilnic, cu rezolvarea situațiilor de urgență. Rezultă ca o caracteristică a mijloacelor actuale de conducere economică a întreprinderilor operativitatea redusă.

Dacă pentru dotarea tehnologică modernă a întreprinderilor s-au întreprins eforturi importante, cu rezultate frumoase, dotarea cu mijloace de prelucrare moderne a informațiilor se află considerabil rămasă în urmă. Astfel, din ancheta amintită a rezultat ca ordine de mărime următoarea dotare : o mașină de calculat manuală la circa 35 de salariați tehnico-administrativi, o mașină de calculat electrică la circa 50 de salariați tehnico-administrativi și un centru mecanografic la circa 20 000 de salariați ; nici un calculator electronic nu este utilizat în conducerea economică a acestor întreprinderi. Literatura de specialitate sovietică consideră eficientă dotarea unei întreprinderi cu un calculator electronic mediu, pentru calcule economice, începînd de la circa 5 000 de salariați.

Totodată, pe ansamblul Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini (uzine, institute, birouri), volumul calculelor de proiectare este foarte mare și uneori de complexitate ridicată. Încercările de utilizare a calculatoarelor electronice în acest domeniu sînt încă timide (unele lucrări în acest domeniu au fost realizate de I.P.A. și I.C.P.E. pentru „Electroputere"—Craiova, Uzinele de mașini electrice—București etc.).

Un mare număr de uzine au apreciat că nu au experiență în aplicarea metodelor moderne de prelucrare a informațiilor, considerîndu-le însă necesare.

În vederea înlăturării greutăţilor arătate, considerăm necesară o atenţie sporită din partea conducerii Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini pentru introducerea mijloacelor de mecanizare a prelucrării informaţiilor în conducerea economică a uzinelor. În această direcţie se impun acţiuni pe ansamblul acestui minister, bine organizate şi realizate pe etape, în vederea asigurării experienţei necesare. În acest scop considerăm indicate:

— o acţiune de analizare detaliată a fluxurilor de informaţie de conducere a producţiei însoţită de modernizarea şi raţionalizarea documentelor, introducerea unei codificări unitare a materialelor şi produselor; această acţiune presupune organizarea de echipe de specialişti din cadrul întreprinderilor şi este posibil că va necesita 1—2 ani;

— o acţiune de dotare, eşalonată pe etape, cu echipamente de mecanizare a prelucrării informaţiilor, inclusiv sisteme cu calculatoare electronice;

— o acţiune de informare şi pregătire a cadrelor din întreprinderi.

Aceste acţiuni trebuie să se desfăşoare pe etape, să cuprindă în primul rînd uzinele mari şi eficacitatea lor să fie urmărită în permanenţă de M.I.C.M.

Considerăm că investiţiile necesare, legate de acţiunea de dotare cu calculatoare electronice, sînt eficiente şi actuale, deşi pot reprezenta sume importante (de ordinul milioanelor de lei). Introducerea calculatoarelor în industria constructoare de maşini din U.R.S.S., după informaţiile publicate [1], arată creşterea productivităţii cu circa 1—5%, scăderea preţului de cost cu 5—10%, recuperarea investiţiilor în circa 2—3 ani. Rezultatele publicate privitoare la industria capitalistă arată, de exemplu, într-un caz, reducerea cu 70% a nerespectării termenelor de livrare, cu 60% a salariaţilor ocupaţi cu pontajul şi cu 50% a stocurilor intermediare, precum şi reducerea substanţială a stocurilor de produse finite.

Considerăm deci de primă urgenţă dobîndirea unei experienţe în domeniul conducerii operative a fabricaţiei cu ajutorul calculatoarelor electronice la o uzină cu fabricaţie de serie, cu nivel de organizare a producţiei şi a documentaţiei tehnologice ridicat, ca de exemplu uzina „Tractorul"—Braşov.

Acţiunea de introducere a mijloacelor moderne de mecanizare a prelucrării informaţiilor în vederea conducerii economice este desigur actuală pentru toate domeniile economiei naţionale, însă în realizarea ei trebuie să se ţină seamă de caracteristicile tehnologice, de amploarea investiţiilor şi de gradul de pregătire în vederea acestei acţiuni. Trebuie ţinut seamă că aceasta presupune analize prealabile detaliate, în vederea stabilirii eficienţei tehnico-economice şi a dimensionării echipamentelor necesare.

Introducerea de calculatoare electronice pentru conducerea operativă a fabricaţiei este necesară şi actuală şi trebuie sprijinită.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rapaport, N.* Organizarea centrelor de calcul în întreprinderile constructoare de maşini. Moscova, 1964.

CZ 621.791.947: 669.2/8: 669.14.018.8

Contribuţii la tăierea cu jet de plasmă a metalelor neferoase şi a oţelurilor inoxidabile

ILIE T. ECHIM

Se numeşte plasmă mediul fierbinte format dintr-un număr egal de purtători de sarcini pozitive — ioni — şi negative — electroni — prin care circulă atomi neutri; este o stare deosebită de cele trei stări de agregare cunoscute a corpurilor, iar din punct de vedere electric este un amestec neutru, comportîndu-se ca un fel de conductor electric gazos, deoarece sarcinile pozitive ale ionilor şi cele negative ale electronilor se echilibrează.

Producerea plasmei în mediu de temperatură foarte înaltă prin procedeul descărcărilor electrice a permis ca această sursă de energie termică să fie canalizată în folosul tehnicii moderne. Acesta este principiul care stă la baza pistoalelor cu plasmă, utilaje ce împletesc o complexitate de fenomene termice şi electrice, care, împreună cu parametrii constructivi adecvaţi, determină ridicarea temperaturii cu ajutorul unei instalaţii relativ simple pînă la 30 000°C.

Pe marile şantiere de construcţii şi montaje din industria chimică şi petrochimică se utilizează cantităţi mari de ţevi sau piese şi utilaje din aluminiu, cupru, aliajele acestora şi oţeluri austenitice inoxidabile şi anticorosive. Pregătirea pieselor şi a ţevilor din astfel de material comportă un volum mare de tăieri, care, executate cu flacără oxiacetilenică, duc la pierderi mari de material şi consum de manoperă pentru finisare. În plus, la oţelurile austenitice inoxidabile şi anticorosive, temperatura flăcării sărăceşte conţinutul în crom al cristalelor oţelului din zona influenţată termic, permiţînd astfel corodarea intercristalină care duce inevitabil la scurtarea duratei de funcționare a instalației. Tăierea cu ferăstrăul are productivitate mică și nu se poate aplica în orice situație, în special în condiții de șantier. Tăierea oțelurilor inoxidabile cu polizoare de mare turație și discuri din materiale plastice prezintă, de asemenea, dezavantaje : importul polizoarelor și al discurilor, consum mare de manoperă, prelucrarea marginilor pentru rostul sudurii etc. Tăierea cu jet de plasmă reprezintă însă un procedeu de mare productivitate și, în general, nu necesită o prelucrare ulterioară în vederea asamblării sau sudării decît în unele cazuri speciale.

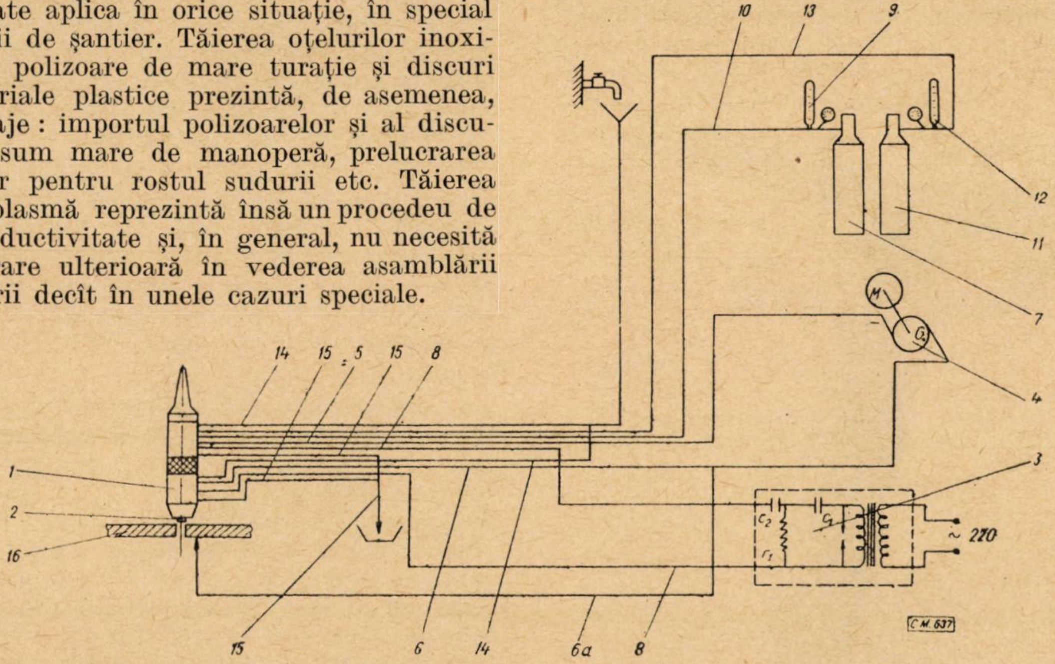


Fig. 1

În figura 1 apare schema electrică de principiu a unei instalații pentru tăierea metalelor cu jet de plasmă. Instalația se compune din următoarele elemente : pistolul de tăiere cu plasmă *1* ; electrodul de wolfram *2* ; grupul de impuls de înaltă frecvență pentru amorsarea arcului electric *3* ; convertizorul de sudură obișnuit, ca sursă de energie necesară procesului de tăiere *4* ; butelia de argon *7* cu rotametrul *9* pentru reducerea presiunii și măsurarea debitului de argon, l/min ; butelia de hidrogen *11* cu rotametrul *12* pentru măsurarea debitului de hidrogen, l/min ; cabluri electrice pentru legătura de la polul negativ al convertizorului de sudură la electrodul de wolfram *5* (care face contact electric cu cablul respectiv prin partea superioară a pistonului) și de la polul pozitiv al convertizorului la ajutajul pistonului *6*, între care se formează arcul electric pentru schema denumită cu arc suflat și, respectiv, între polul pozitiv al convertizorului și piesa de tăiat *16*, pentru schema denumită cu arc transferat ; cabluri pentru înaltă frecvență *8* ; furtunuri pentru argon *10* ; hidrogen *13* și apă de răcire *14*, *15*.

Figura 2 reprezintă o secțiune prin pistolul cu jet de plasmă, în care apar : ajutajul *1* pentru strangularea curentului și a jetului de plasmă ; carcasa *2* a camerei de ionizare și de generare a plasmei ; camera de răcire cu apă *3* a ajutajului și camera de ionizare a gazelor cu conducta de intrare *5* și de evacuare *4* a apei ; bucșa electroizolantă *7*, care are rolul de a izola electric camera de ionizare față de electrodul de wolfram sau de cărbune *6* ; carcasa *8* a portelectrodului, în care se fixează electrodul de wolfram sau de cărbune și conductele de aducție a argonului *12* și a hidrogenului *13* ; camera de răcire *9* a electrodului de wolfram sau de cărbune, în care sînt fixate conductele apei de răcire *11* și *10* ; electrodul de wolfram

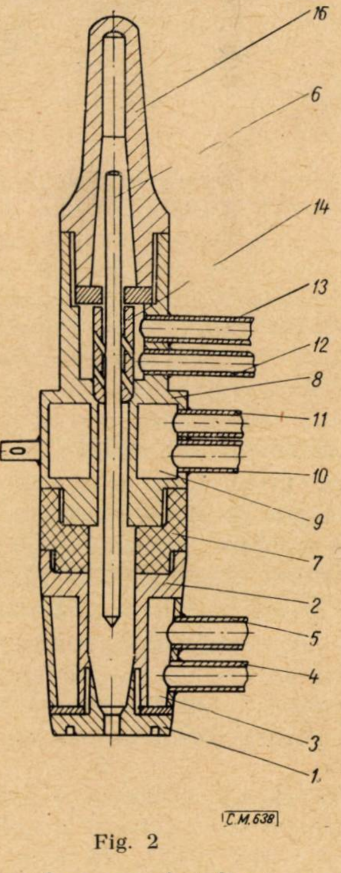


Fig. 2

sau de cărbune *6*, pentru formarea şi menţinerea arcului electric; capacul pistonului *15*, care are rolul de a nu permite accesul aerului în camera gazelor şi a fixa electrodul de wolfram.

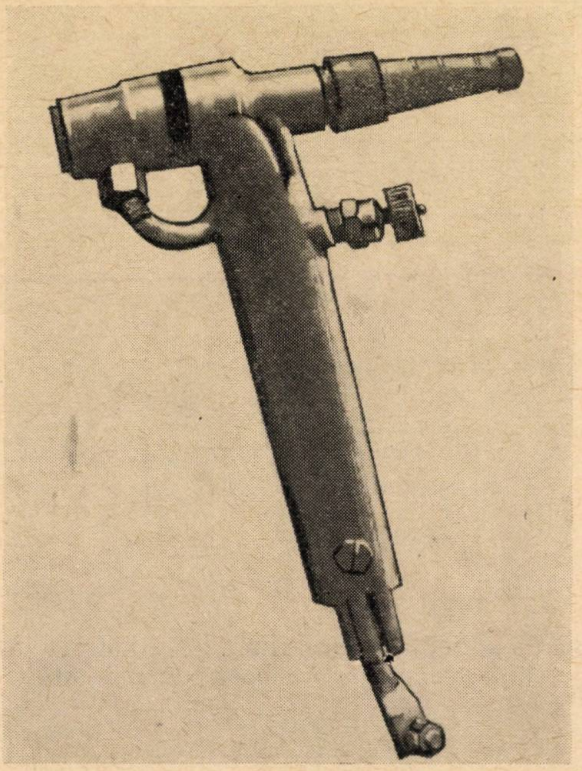


Fig. 3

În figura 3 apare în fotografie pistolul cu jet de plasmă, a cărui secţiune este indicată în figura 2. În figura 4 este arătată tăierea metalelor cu jet de plasmă.

Instalaţia construită în cadrul Întreprinderii de montaje — Bucureşti — M.I.P.C. şi a cărei schemă electrică, de principiu, este dată în figura 1, lucrează cu curent continuu şi poate fi cu arc transferat sau suflat.

Pentru materialele care sînt bune conducătoare de electricitate, instalaţia lucrează conform schemei electrice cu arc transferat, materialul de tăiat fiind legat la polul pozitiv al generatorului electric, iar electrodul de wolfram fixat în partea superioară a pistonului la polul negativ, arcul comprimat în ajutajul cu plasmă închizîndu-se prin piesa de tăiat.

Pentru tăierea materialelor rele conducătoare de electricitate se utilizează schema cu arc suflat, la care arcul electric se închide între ajutaj şi electrodul de wolfram, fiind suflat asupra materialului de tăiat.

Instalaţia cu arc transferat pentru tăiere funcţionează în modul descris în continuare.

La locul de muncă se montează un convertizor de sudură obişnuit (în anumite cazuri două convertizoare legate în serie), cu polul negativ legat la electrodul de wolfram fixat în partea superioară a pistolului de plasmă şi cel pozitiv la piesa de tăiat şi ajutaj.

La pistolul de tăiat se racordează o butelie de argon şi una de hidrogen, fiecare cu cîte un rotametru pentru măsurarea debitelor gazelor respective. Tot la pistol se racordează tuburile pentru apa de răcire şi cea de evacuare şi conductorii electrici pentru comanda grupului de impuls de înaltă frecvenţă necesară amorsării arcului.

La început se centrează electrodul de wolfram şi se dă drumul apei de răcire, argonului şi instalaţiei de înaltă frecvenţă, urmărindu-se dacă scînteile sînt centrice cu vîrful electrodului, după care se porneşte convertizorul. În această clipă, arcul electric amorsează între electrod şi camera de ionizare, începînd totodată şi procesul de ionizare a argonului. După ce arcul este bine amorsat se dă drumul hidrogenului care se reglează pentru un debit cuprins între 5 şi 30% din cel al argonului. În acest moment, pistolul se apropie de piesa de tăiat la o distanţă de circa 2 mm (între ajutaj şi piesa de tăiat) şi începe transferul arcului electric prin jetul de plasmă de la pistol la piesa de tăiat unde are loc închiderea arcului. În momentul transferării arcului, tensiunea de lucru a sursei creşte, starea de ionizare se accentuează şi temperatura în centrul jetului de plasmă ajunge la valori mari, iar procesul de tăiere poate începe (fig. 4).

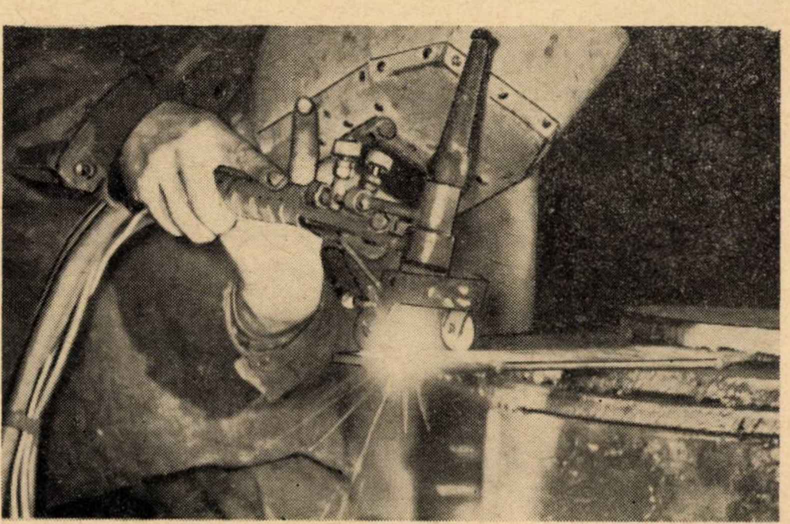


Fig. 4

Viteza de ieşire a plasmei formate prin amestecul de argon şi hidrogen se reglează cu ajutorul celor două debitmetre şi cu ventilele de pe mînerul pistolului, în funcţie de grosimea materialului de tăiat, putînd depăşi viteza sunetului.

La realizarea instalaţiei cu jet de plasmă s-au avut în vedere următorii factori :

— alegerea unei surse electrice care se găseşte în mod obişnuit şi a cărei manipulare să fie simplă şi cunoscută ;

—alegerea unei tensiuni electrice de mers în gol şi sarcină, care să nu prezinte pericol de electrocutare pentru manipulantul dotat cu haine de protecţie obişnuite la un sudor ;

— aparataj cît mai simplu de realizat cu mijloace şi materiale obişnuite şi uşor de manipulat pentru lucrări atît în condiţii de uzină, cît şi de şantier ;

— camere de răcire, cu apă, ermetice la pistolul de tăiere cu plasmă, fără a se utiliza garnituri de etanşare care ar putea produce neplăceri în timpul exploatării ;

— ajutajul, singura piesă de uzură, a cărui formă are o foarte mare influenţă asupra regimului energetic şi vitezei jetului de plasmă, să fie de construcţie simplă, uşor de reglat şi schimbat.

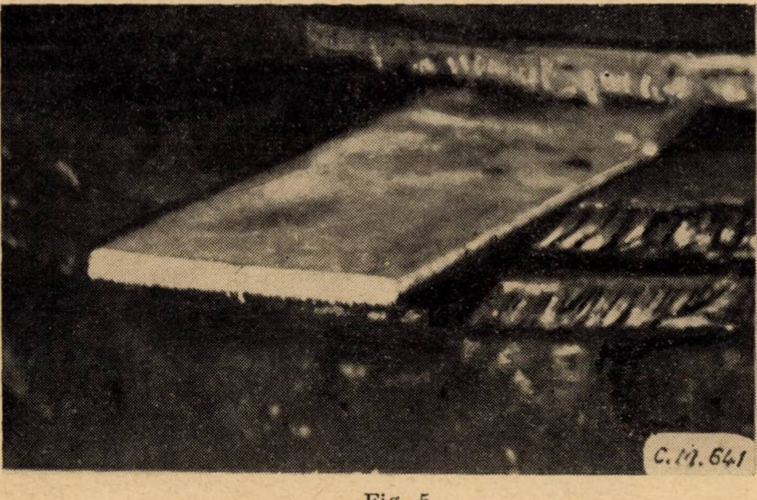


Fig. 5

Cu o astfel de instalaţie la regimul de tăiere : tensiune de lucru, 40 — 50 V ; intensitatea curentului, 170 — 200 A ; distanţa dintre ajutaj şi piesa de tăiere, 2 — 3 mm ; distanţa dintre electrod şi ajutaj 2—4 mm ; electrodul-wolfram, diametru 3,2 — 6 mm ; convertizorul de sudură de 14 kW, s-au obţinut următoarele rezultate :

	Al	oţel inoxidabil V2A	Cu
grosimea, mm	5	4	4
viteza de tăiere, m/h	58	70	20
argon, l/min	15	14	17
grosimea, mm	10	5	5
viteza de tăiere, m/h	36	50	18
argon+5—15% hidrogen, l/min	18	12	15

Rezultatele obţinute la nivel de şantier cu un post mic şi simplu precizează că o astfel de instalaţie poate satisface nevoile atît pe şantierele de construcţii-montaje, cît şi din industrie, în condiţii mult superioare procedeelor clasice.

Acest procedeu, în afară de viteza foarte mare de tăiere, prezintă şi avantaje suplimentare, ca : lipsa oxizilor ; fineţea tăieturii (fig. 5) ; o încălzire relativ mică a piesei de tăiere, ceea ce reduce la maximum zona influenţată termic ; se pot executa teşiri, o dată cu operaţia de tăiere, prin înclinarea pistolului pentru rosturi la grosimi de metal peste 5 mm.

Instalaţia necesită un lucrător şi un electrician cu un grad de pregătire necesar întreţinerii unui post de sudură obişnuit.

Pe şantierele de construcţii-montaj, ca şi în industrie, instalaţiile cu jet de plasmă simple, folosind ca sursă electrică pentru generarea arcului electric convertizoare de sudură obişnuite, cu un grup de impuls relativ simplu, pot acoperi nevoile în domeniul tăierii metalelor neferoase şi al oţelurilor speciale, fără a fi nevoie de maşini complicate, special construite, în afară de pistolul pentru plasmă.

Instalaţia cu jet de plasmă, realizată pe şantierul Copşa Mică şi aplicată în special pe cel de la Tîrgu Mureş al Intreprinderii de construcţii-montaje-Bucureşti din cadrul M.I.P.C., corespunde nevoilor curente cerute de tehnologia de tăiere şi execuţie a lucrărilor de instalaţii şi montaje, pentru table de grosimi pînă la 20 mm. Pentru grosimi mai mari se pot utiliza convertizoare de 28 kW legate în serie, cînd este necesar să se ia măsuri speciale pentru evitarea pericolului de electrocutare, deoarece tensiunea de lucru trece de 100 V.

În aceste cazuri se recomandă procedeul cu arc suflat şi suprapunere de curent alternativ suplimentar, în care scop transformatorul de sudură se leagă cu o bornă la ajutajul pistolului şi cu cealaltă, la piesa de tăiat.

Cu acest procedeu se pot tăia plăci de grosimi de la 20 mm în sus, cu un randament sporit faţă de procedeul cu arc transferat.

Din punct de vedere electric, instalaţia, lucrînd ca un post de sudură obişnuit, normele de tehnica securităţii prescrise pentru acesta sînt suficiente atît în ceea ce priveşte partea electrică a instalaţiei, cît şi cea de protecţie a personalului de deservire, cu deosebirea că sticla pentru vizorul măştii trebuie să aibă o culoare mai deschisă, aşa cum se utilizează la sudarea în mediu protector de argon.

Eficienţa economică a procedeului se reflectă atît în economia de material în procesul tăierii, cît şi asupra calităţii şi, în mod deosebit, asupra productivităţii şi manoperei, şi este mult superioară celei obţinute cu procedeele de tăiere cunoscute.

În tabela 1 se prezintă comparativ normele de timp pentru tăierea la polizor de mare turaţie şi disc de material plastic (considerat cel mai modern şi rapid procedeu de tăiere), şi pentru tăierea cu jet de plasmă a ţevilor de aluminiu sau oţel inoxidabil. Normele au fost elaborate la şantierul Combinatului de îngrăşăminte azotoase, unde procedeul s-a aplicat pe scară industrială. În norme se cuprind, în afară de operaţia de tăiere propriu-zisă, timpii pentru pregătirea lucrului, manipularea şi aşezarea pe suport a ţevii de tăiat, opririle necesare etc.

Tabela 1

Diametrul ţevii, mm	Grosimea peretelui, mm	Aluminiu				Oţel inoxidabil			
		tăiere cu polizor de mare turaţie		tăiere cu plasmă		tăiere cu polizor de mare turaţie		tăiere cu plasmă	
		norme de timp	minute	norme de timp	minute	norme de timp	minute	norme de timp	minute
50	4	0,40	24	0,08	5	0,60	36	0,06	4
75—100	4	0,80	48	0,10	6	1,01	61	0,08	5
125—150	4	1,00	60	0,16	10	1,65	99	0,13	8
200—250	5	1,30	78	0,24	15	2,72	167	0,19	14
300—350	6	1,80	108	0,36	22	3,15	237	0,29	17
400—450	8	2,30	138	0,52	32	5,15	303	0,42	25
500—600	10—12	3,60	216	0,76	46	7,40	444	0,60	36

Din cifrele din tabela 1 se constată că productivitatea obţinută cu jetul de plasmă la tăierea metalelor creşte cu peste 10 ori faţă de cea obţinută cu cel mai rapid procedeu cunoscut.

La economiile de manoperă se adaugă, la procedeul cu plasmă, preţul discurilor de material plastic din import şi amortizarea polizorului, de asemenea din import, fiind cunoscut că la un metru liniar de tăietură, de grosime medie de 6 mm, se consumă circa 4 discuri.

În concluzie, folosirea plasmei în tehnică prezintă o serie de avantaje :

— se poate obţine uşor cu instalaţii relativ simple ;

— cu ajutorul plasmei se pot obţine temperaturi foarte ridicate care ajung la zeci de mii de grade ;

— viteza de ieşire din ajutaj trece uşor de cea a sunetului ;

— se poate realiza o mare cădere de temperatură (temperatura în jetul de plasmă scade pe o distanţă de 50 — 60 mm de la zeci de mii de grade la cea a mediului ambiant).

Cu ajutorul plasmei se pot obţine productivităţi foarte mari în domeniul tăierii metalelor şi al materialelor ceramice şi se pot executa metalizări cu aderenţă superioară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Browning, J. A.* Quality determinants in the plasma cutting process. În : British Welding Journal, nr. 9, sept 1963.

[2] *Courcier, F.* Applications des plasmes dans les industries du soudage. În : Soudage et Techniques Connexes, nr. 7—8, 1963.

[3] *Dennery, T.* Plasme et hautes températures. În : Soudage et Techniques Connexes, nr. 7-8, 1963.

[4] *Echim, T. J.* Instalaţie de tăiat metale cu jet de plasmă şi arc transferat. Dosar de inovaţie nr. 2239—1965, I.M.B.

[5] *Hagen, H.* şi *Spiegel, K.* W.I.G. Plasma-Metal Schneiden im Industriezweig Schiffbau. În : Schweisstechnik, nr. 8, 1964.

CZ 621.967.1 : 669.14.018.253

Unele probleme ale procesului tehnologic de fabricare a cuțitelor de foarfece de dimensiuni mari din oțelul Tenax N

CORNELIU CIUCĂ și ELENA DRUGESCU

S-a observat că, în timpul funcționării foarfecelui ghilotină la anumite materiale, folosite la Șantierul naval Galați, după un anumit număr de utilizări, cuțitul (fig. 1) confecționat din oțelul Tenax N cu compoziția chimică medie: C — 0,45%; Cr — 1,1%; W — 1,9%; Mn — 0,22%; Si — 1,02% devine impropriu pentru utilizare, din pricina uzurii premature (fig. 2) și apariției unor fisuri (fig. 3) ce duc în cele din urmă la ruperea materialului pe zone foarte întinse.

În cele ce urmează se prezintă o analiză a procesului tehnologic de fabricare a cuțitelor la Șantierul naval Galați și cauzele scoaterii lor din uz, precum și un proces tehnologic de prelucrare care permite obținerea de rezultate mai bune.

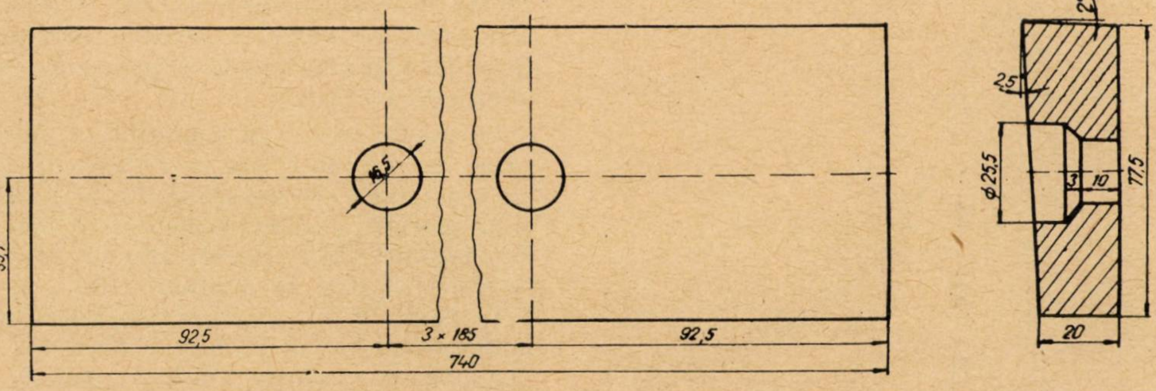


Fig. 1

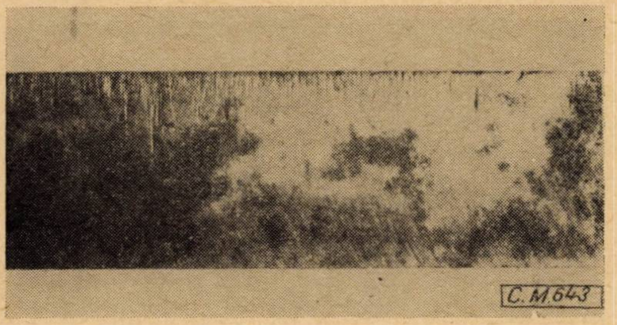


Fig. 2

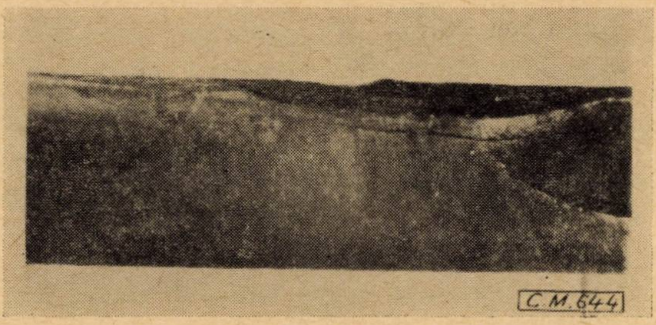


Fig. 3

Etapele principale ale procesului tehnologic de fabricare a cuțitului sînt următoarele: debitarea din materialul brut (dimensiunile materialului brut: 4 000 × 200 × 40 mm); rabotarea și executarea găurilor de prindere; încălzirea cuțitului într-un cuptor cu flacără pînă la o temperatură de circa 900 — 950°C; răcirea cuțitului în ulei în vederea călirii; revenirea la temperatura de 150 — 300°C; ascuțirea cuțitului pe mașini de rectificat plan.

Cu cuțite prelucrate după această tehnologie s-au tăiat table din St. 3S, St. 4S, O9G2, cu grosimile de 6 — 12 mm.

În timpul lucrului s-a observat că aceste cuțite se defectau mai ales la tăierea tablelor cu grosimi mari.

În condițiile de lucru din Șantierul naval Galați cuțitele de foarfece nu se pot executa dintr-o singură bucată, ci din 3 — 5 bucăți. La montarea acestora în suportul cuțitului, din pricina faptului că acesta nu este rectiliniu, a deformațiilor care apar în timpul tăierii, a abaterii cuțitelor de la forma geometrică optimă în stare montată și, mai ales, din cauza încărcării diferite a segmentelor de cuțit, fisurile și rupturile apar în locurile în care tensiunile sînt maxime. Acești factori provoacă o solicitare complexă a cuțitului, și anume o încovoiere în două plane reciproc perpendiculare, unul fiind planul de tăiere și celălalt planul normal pe acesta.

În diagrama din figura 4 sînt date rezultatele măsurărilor privind abaterile de la rectilinitate în planele mai sus amintite.

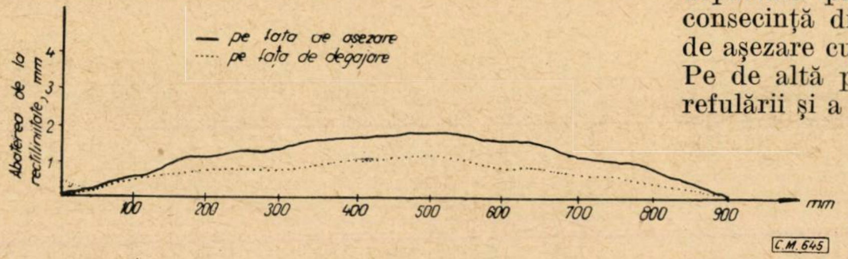


Fig. 4

Dintre toți acești factori se consideră că influența cea mai puternică o are uzura excesivă a cuțitului (fig. 1).

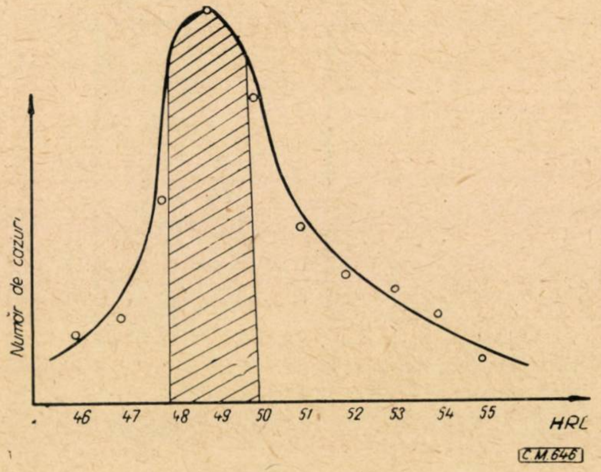


Fig. 5

La examinarea feței de degajare s-a constatat că uzura este neuniformă și că valoarea maximă (4 mm), atinsă în momentul scoaterii cuțitului din uz, a fost mult mai mare decît cea admisibilă (2 mm).

Uzura neuniformă și exagerată este o consecință a fluctuației valorilor de duritate.

Aceasta se vede clar analizînd atît aspectul feței de degajare (fig. 2), cît și curba statistică a durității cuțitului (fig. 5), ridicată pe baza valorilor de duritate, determinate pe fața de degajare în vecinătatea tăișului (fig. 6).

Studiind la microscop forma feței de așezare și de degajare la cuțitul uzat la limită, s-a constatat formarea unui unghi de degajare negativ, printr-un proces de uzură și deformare plastică.

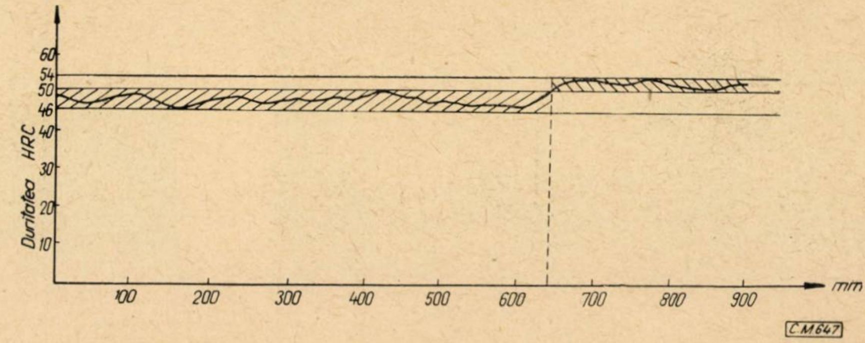


Fig. 6

Procesul deformării plastice are loc astfel:

Sub acțiunea forțelor F (fig. 7, *a*), tabla *1* provoacă — la început — apariția unei bavuri *3* (fig. 7, *b*) printr-un proces de refulare a materialului cuțitului *2* dinspre fața de degajare *4*. Cînd începe forfecarea, bavura este îndepărtată printr-un proces de uzură, a cărui consecință directă este formarea unei noi fețe de așezare cu unghi de așezare α nul (fig. 7, *c*). Pe de altă parte, în timpul tăierii, din cauza refulării și a uzurii, unghiul de degajare va deveni negativ. Concomitent cu aceste procese are loc și un proces de racordare a fețelor de așezare și de degajare printr-un arc de cerc cu rază mică ($\rho = 0,2$ mm), așa cum se vede în fig. 7. Forma finală a secțiunii cuțitului într-un plan secant normal pe tăiș este arătată în fig. 8.

În aceste condiții, scula nu poate avea numai rol de forfecare a materialului de tăiat, ci ea este solicitată complex datorită eforturilor de încovoiere în plan orizontal provocate de uzura anormală a tăișului.

La aceste cuțite, în condițiile de lucru existente în prezent în secția tratamente termice, s-a constatat o mare neomogenitate de structură și proprietăți, materialul prezentînd toată gama de structuri dintre starea caracteristică la subîncălzire și pînă la supraîncălzire.

În figura 9 este reprezentată microstructura materialului luat de pe fața de degajare, dintr-o porțiune cu uzură maximă. În această microstructură, caracteristică stării de subîncălzire, pe un fond format din ferită și carburi se observă segregații de carburi de wolfram.

Marea neomogenitate structurală și — în legătură cu aceasta — marea împrăștiere a valorilor de duritate se datorește încălzirii neuniforme a pieselor în cuptor și deci condițiilor diferite de austenitizare. Din această cauză, la călirea cuțitului se obține o gamă largă de structuri care, avînd proprietăți deosebite, duc la apariția unor tensiuni structurale importante care provoacă scoaterea prematură a cuțitului din uz.

Încălzirea neuniformă a cuțitului — din cauza dimensiunilor mari — și neomogenitatea structurală provocată de aceasta sînt cauzate de forma spațiului de încălzire a cuptorului, de circuitul gazelor și de modul de așezare a cuțitului.

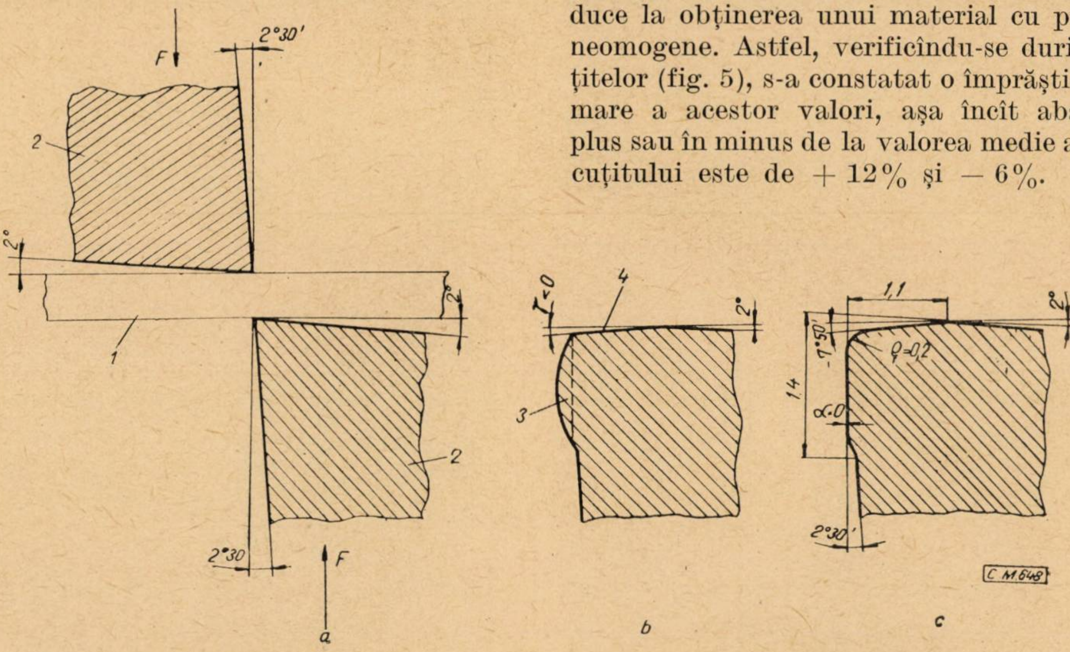


Fig. 7

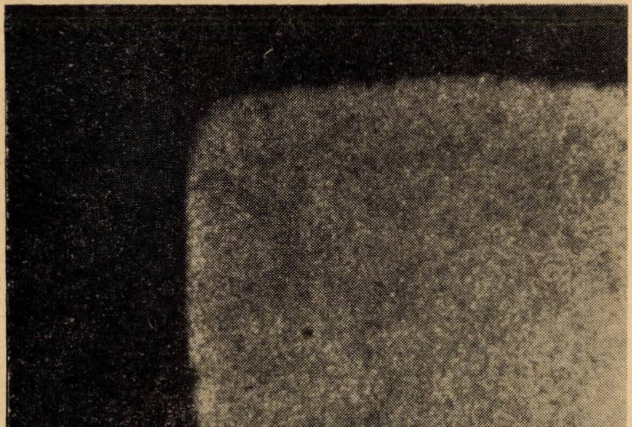


Fig. 8

Datorită acestui fapt, unele zone ale cuțitului se supraîncălzesc, iar altele sînt subîncălzite. Un caz tipic de subîncălzire este arătat în figura 9, unde, pe un fond de tip sorbitic, se observă carburi de wolfram.

Ca o consecință directă, condițiile de austenitizare sînt diferite și deci va fi diferită și cinetica transformărilor de faze în diferitele puncte ale cuțitului, ceea ce, în ultimă instanță, duce la obținerea unui material cu proprietăți neomogene. Astfel, verificîndu-se duritatea cuțitelor (fig. 5), s-a constatat o împrăștiere foarte mare a acestor valori, așa încît abaterile în plus sau în minus de la valorea medie a durității cuțitului este de + 12% și — 6%.

În comparație cu duritatea acestui material indicată în standardele de materiale, de 54 — 57 HRC, se constată o abatere în minus de 11%.

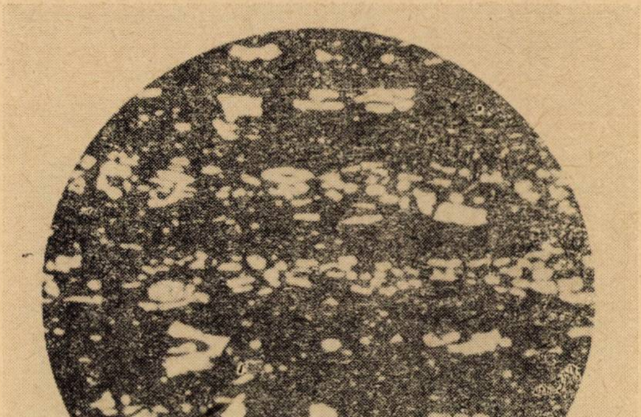


Fig. 9

În concluzie, din punct de vedere al durității, materialul se caracterizează prin duritate neuniformă și insuficientă.

S-a observat, de asemenea, că majoritatea cuțitelor prezintă știrbituri pe tăiș sau la colțurile din capătul segmentului, iar la circa 15—20% din cuțitele rupte, zona de ruptură este amplasată în dreptul găurilor de fixare.

Făcîndu-se o analiză a incluziunilor în materialul în stare de livrare, s-a constatat prezența unui mare număr de impurități de diferite mărimi și compoziții (incluziuni nemetalice — oxizi în fig. 10 și sulfuri în fig. 11).

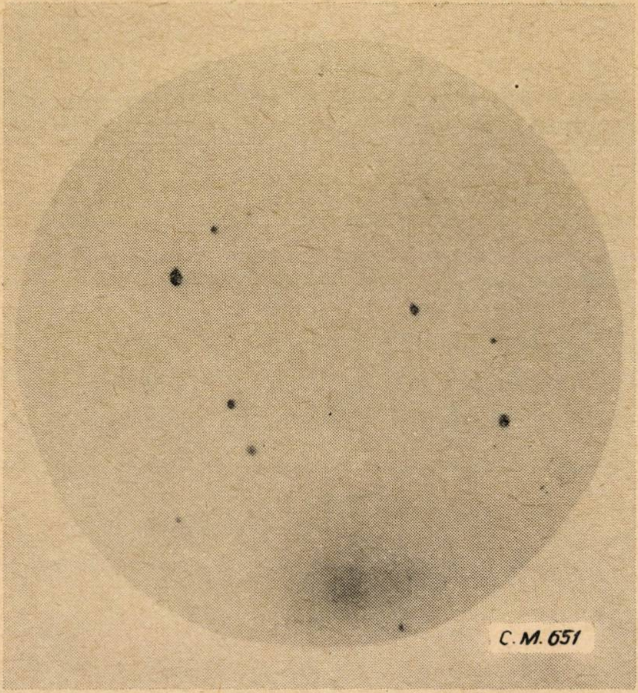


Fig. 10

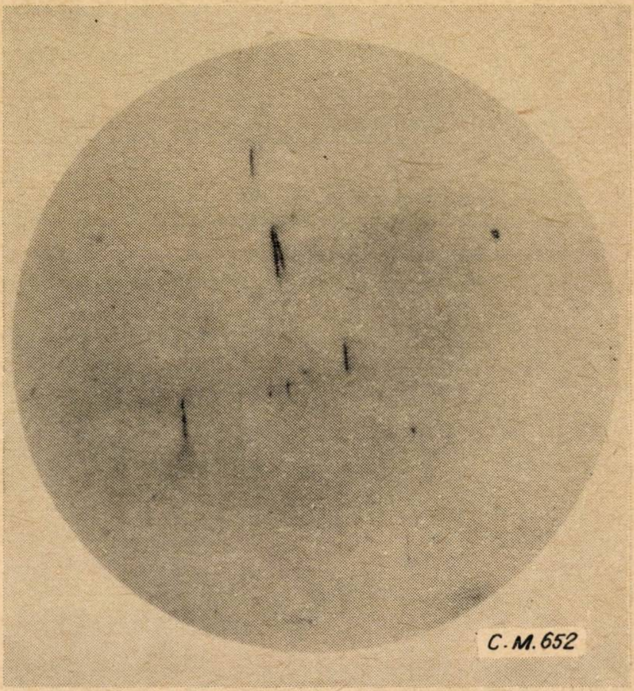


Fig. 11

Rezultatele examinării microscopice a acestor incluziuni nemetalice, determinate în condițiile prevăzute în STAS 5949 — 61, arată că punctajul maxim al incluziunilor fragile este 3, al celor plastice 3,5, iar al celor globulare nedeformate este 4.

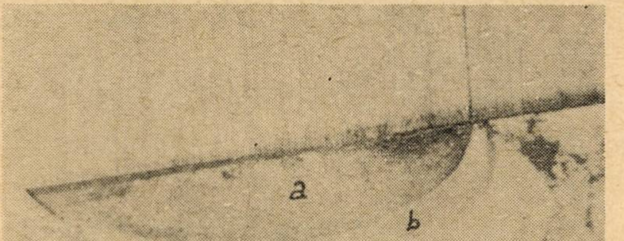


Fig. 12

Mărimea, forma și orientarea acestor incluziuni nemetalice joacă un rol important în procesul ruperii materialului. Astfel, toate fisurile sînt paralele cu direcția sulfurilor.

Analiza macroscopică a rupturilor (fig. 12 și 13) arată o încălzire pentru călire insuficientă, atît în straturile profunde, cît și pe anumite părți ale tăișului, provocată fie de o temperatură joasă, fie de un timp de menținere prea mic, ceea ce a dus la un aspect de ruptură caracteristic oțelului subîncălzit.

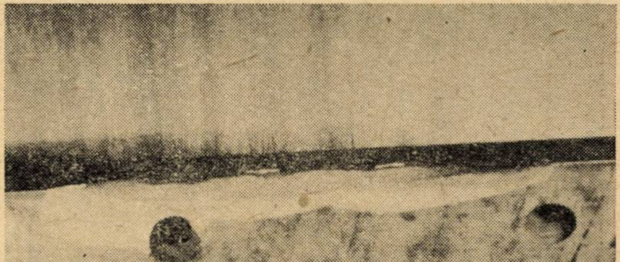


Fig. 13

În rupturile prezentate în figurile 12 și 13 — paralele cu fața de așezare a cuțitului — se observă clar trei zone distincte :

a) ruptură cu suprafața decarburată, care a existat în momentul încălzirii oțelului pentru călire ;

b) ruptură apărută în cursul exploatării cuţitului, care a progresat treptat în timpul solicitării periodice a acestuia;

c) zona ruperii statice, a cărei apariţie instantanee a avut loc în momentul în care tensiunea efectivă a solicitării a depăşit rezistenţa la rupere.

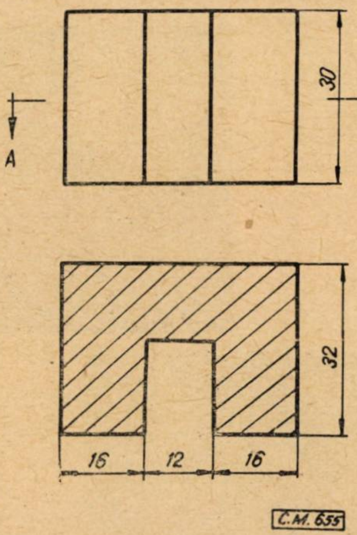


Fig. 14

Din punctul de vedere al sensibilităţii la fisurare se poate spune că oţelul Tenax N este destul de sensibil, în special în perioada de încălzire. Acest lucru a fost verificat prin probe tehnologice de fisurare (fig. 14 şi 15), care au arătat că, în cazul încălzirilor rapide sau al răcirii într-un mediu prea energic, materialul devine foarte susceptibil la apariţia fisurilor.

Astfel, în stare recoaptă, oţelul se caracterizează printr-o capacitate de prelucrare prin aşchiere mai redusă în raport cu oţelurile carbon. Aceasta se explică prin particularităţile structurale pe care le prezintă oţelul Tenax N în stare recoaptă; microstructura este formată dintr-un amestec eutectoid-ferită — plus carburi complexe — precum şi carburi secundare complexe de wolfram. Duritatea corespunzătoare acestei stări este 280 — 300 HB. Capacitatea de prelucrare prin aşchiere a fost verificată pentru operaţiile de rabotare, găurire şi frezare aplicate obişnuit în tehnologia prelucrării prin aşchiere a cuţitului. La aceste operaţii şi la aceiaşi parametri ai regimului de aşchiere (viteză, avans şi adîncime de tăiere), durabilitatea sculelor din oţel RW 180 a scăzut pînă la 60% din durabilitatea corespunzătoare prelucrării oţelului carbon hipereutectoid recopt.

Capacitatea de şlefuire a oţelului călit şi revenit este bună, rectificarea nefiind însoţită de apariţia fisurilor de rectificare.

Stabilitatea faţă de supraîncălzire a fost determinată în condiţiile prevăzute în standardele în vigoare (STAS 5490 — 56).

Materialul experimentat a fost în stare laminată, iar punerea în evidenţă a grăuntelui austenitic s-a făcut prin metoda reţelei de oxizi. În condiţii standard grăuntele austenitic corespunde mărimii 8, iar la încălzirea la limita superioară a intervalului de temperaturi recomandat pentru călire (900 — 1000°C), grăuntele austenitic are aceeaşi mărime. Acest lucru se explică prin rolul favorabil pe care îl joacă carburile de wolfram, care împiedică mecanic creşterea grăuntelui austenitic.

Stabilitatea faţă de decarburare şi oxidare superficială a fost stabilită prin încercări tehnologice corespunzătoare, care au avut ca scop determinarea adîncimii stratului decarburat şi pierderea specifică prin oxidare.

Ambele caracteristici au fost determinate pe epruvete încălzite la temperatura de călire în condiţiile din uzină, timpul de menţinere fiind egal cu cel al cuţitelor. În aceste condiţii, adîncimea stratului decarburat a fost de 0,1 mm, iar pierderea prin oxidare de 65,5 g/m^2.

Influenţa acestei ultime caracteristici tehnologice asupra tehnologiei de fabricaţie a cuţitului este neglijabilă faţă de influenţa exercitată de susceptibilitatea la deformare. Astfel, din figura 4 se vede că deformaţiile, determinate pe cuţite reale, sînt mult mai mari decît valorile adîncimii de decarburare sau ale pierderilor de dimensiuni prin ardere. Acest lucru este important pentru alegerea adaosurilor de prelucrare.

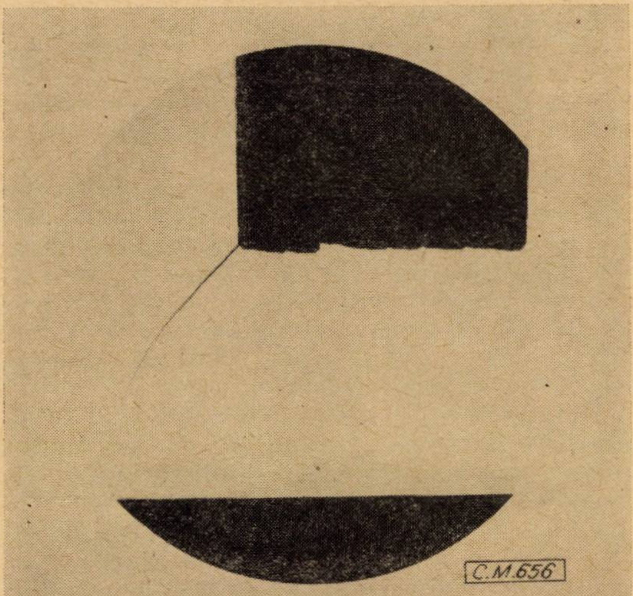


Fig. 15

Pornind de la aceste constatări şi avînd în vedere starea materialului înainte de tratamentul termic, în funcţie de posibilităţile de lucru din Şantierul naval Galaţi, s-a urmărit determinarea regimului de tratament termic adecvat, pentru a obţine un cuţit apt pentru operațiile de tăiere a tablelor utilizate în construcții navale.

Aplicînd tratamentul termic de călire la oțelul Tenax N, conform indicațiilor din literatura de specialitate [1] și [2], s-a constatat că, la materialul călit pentru martensită (fără tratament termic preliminar), există o mare neomogenitate de structură și proprietăți.

Rezultatele acestui tratament de călire fiind nesatisfăcătoare, s-a aplicat materialului în starea de livrare un tratament termic preliminar călirii, normalizarea, în vederea uniformizării structurii [1], [3], [4].

Probele normalizate au fost supuse unei încercări tehnologice constînd în încălzirea materialului la diferite temperaturi (cu preîncălzire la 600°C), după care a urmat răcirea în ulei.

După ruperea epruvetelor prin șoc și aprecierea valorii optime a temperaturii de încălzire pentru călire, după aspectul rupturii (fig. 16) s-au constatat următoarele:

— probele nr. 1, încălzite la 850°C (fig. 16 *a*), prezintă o ruptură grăunțoasă cu un aspect cenușiu deschis, ceea ce dovedește un tratament de subcălire;

— la probele nr. 2, încălzite la 900 °C (fig. 16 *b*), ruptura are aspect de porțelan cu grăunți vizibili cu ochiul liber, arătînd o călire acceptabilă la limita inferioară;

— ruptura la probele nr. 3, încălzite la 950°C (fig. 16 *c*), are de asemenea aspect de porțelan cu granulație fină, invizibilă cu ochiul liber, caracteristică unei bune căliri;

— ruptura probelor nr. 4, încălzite la 1 000°C (fig. 16 *d*), arată o călire acceptabilă la limita superioară, avînd aspect de porțelan, cu grăunți vizibili cu ochiul liber;

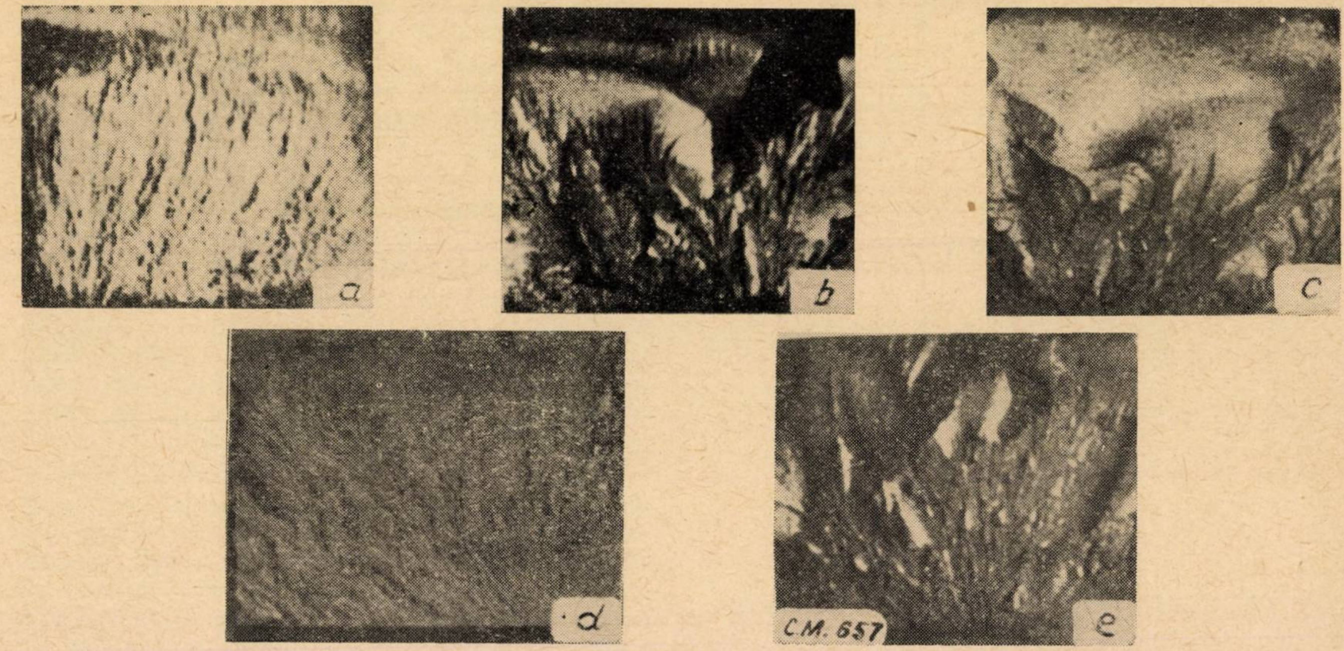


Fig. 16

— temperatura de călire a probelor nr. 5, încălzite la 1 050°C (fig.16 *e*), a provocat apariția unei rupturi cu aspect sticlos, caracteristică supraîncălzirii.

La aceleași probe s-a făcut determinarea durității, atît pe suprafața laterală — în prealabil rectificată — cît și pe secțiunea transversală după diagonalele și apotema secțiunii, rezultatele fiind centralizate în figura 17.

Din analiza rezultatelor din figura 17, precum și în urma examenului macroscopic al rupturilor probelor de călire, se poate considera că temperatura optimă de călire este de circa 950°C.

În vederea obținerii unui material cu proprietăți cît mai omogene, oțelul a fost supus călirii

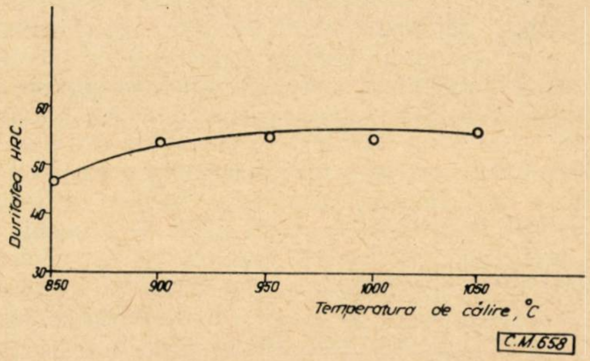


Fig. 17

după diferite scheme de răcire, scopul final fiind acela de a obține, pe lîngă duritatea maximă, și o stare tensionată în limite admisibile. [2].

În urma unui mare număr de încercări s-a stabilit că cel mai bun procedeu de răcire, pentru acest material și pentru această formă geometrică este răcirea întreruptă după următoarea schemă : răcire în ulei pînă la circa 600°C, menținerea în aer pentru omogenizarea cîmpului termic în întreaga secțiune a piesei, aproximativ 10 s, după care răcirea finală se face tot în ulei.

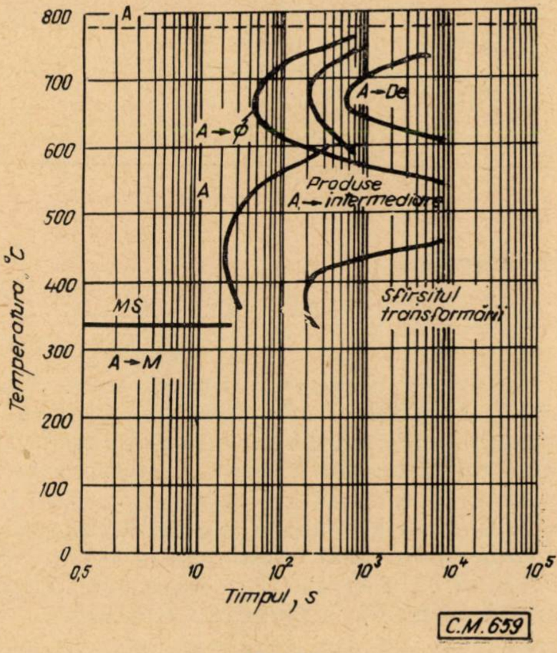


Fig. 18

La alegerea acestei scheme de răcire, pentru călire s-a avut în vedere diagrama de transformare izotermă a acestui oțel, dată în figura 18 [7].

Astfel, timpul primei trepte de răcire în ulei, timpul de menținere în aer și timpul celei de-a doua trepte de răcire în ulei s-au ales în așa

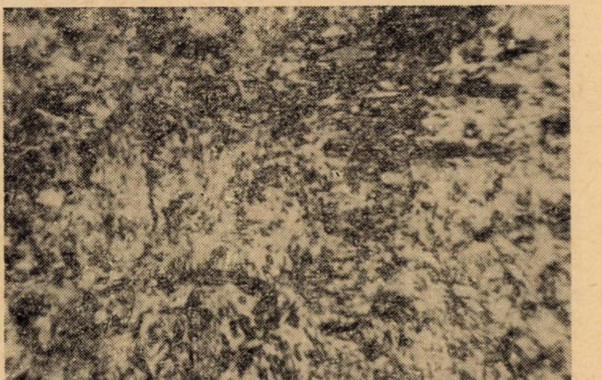


Fig. 19

fel încît să nu se intersecteze curbele de început de transformare ale austenitei.

Structura de călire obținută în astfel de condiții este arătată în figura 19 ; microstructura este formată din martensită și austenită reziduală.

De asemenea, la alegerea acestei scheme de răcire s-au avut în vedere și diferitele capacități de răcire ale lichidelor folosite.

Tratamentul termic final constă în revenirea în baie de săruri (azotați și azotiți de sodiu), la temperatura de 250°C, timp de 90 min.

Rezultatul final al acestui tratament este obținerea unei durități de 53 — 56 HRC, ceea ce se încadrează în limitele prescrise.

Verificarea tratamentului termic propus s-a făcut pe cuțite tratate după această schemă, care au funcționat în condiții normale de lucru. Ele prezintă o uzură normală și pot fi utilizate în condiții bune la tăierea tablelor folosite pentru construcții navale.

În urma studiului făcut asupra acestui material se pot trage următoarele concluzii în privința utilizării lui la confecționarea cuțitelor de foarfece pentru tăierea metalelor la rece :

— pentru obținerea unei bune omogenități trebuie ca materialul să fie forjat înainte de prelucrare ; încălzirea pentru forjare să se facă în condiții optime, iar schema deformării plastice să fie cea corespunzătoare dobîndirii unui material cu textură favorabilă obținerii unor proprietăți maxime ale sculei tăietoare ; de asemenea, temperatura de sfîrșit de forjare să fie cea recomandată pentru oțelul respectiv, de 850°C ;

— aplicarea unui tratament termic preliminar, constînd într-o normalizare la temperatura de 900 — 950°C ;

— operația de călire să se facă după schema indicată mai sus ;

— tratamentul termic final, de asemenea, să se execute în condițiile arătate în această lucrare ;

— în condițiile actuale de încălzire în secția de tratamente termice se impune o protejare a tăișurilor împotriva supraîncălzirii ;

— rectificarea cuțitelor să se facă pe toate suprafețele și nu numai pentru obținerea fețelor de degajare și de așezare ;

— ajustarea cu atenție a locașului portcuțit cu scopul de a anula total posibilitățile de deformare a cuțitului în timpul lucrului, precum și în timpul montării ;

— exploatarea rațională a cuțitului și obținerea performanțelor indicate în literatura de specialitate [5], [6] se realizează numai dacă se respectă condițiile de ascuțire și reascuțire a cuțitului în limitele de uzură admise ;

— încălzirea cuțitelor făcîndu-se în cuptoare cu atmosferă necontrolată, se recomandă ca rectificarea să se facă pe o adîncime cel puțin egală cu grosimea stratului defect.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dulămiță, T.* Alegerea tratamentului termic al oțelurilor de scule. București, Ed. tehnică, 1962.

[2] *Guleaev, A. P.* Tratamentul termic al oțelului. București, Ed. tehnică, 1962.

[3] * * * Spravocinik marok stalei. Moscova, Gosudarstvenoe naucino-tehniceskoe izdatelstvo literaturî, 1963.

[4] * * * Metallovedenie i termiceskaia obrabotka stali. Moscova, Gosudarstvenoe naucino-tehniceskoe izdatelstvo literaturî, 1962.

[5] *Alexeev, G. A.* ș.a. Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Ed. tehnică, 1953.

[6] *Lăzărescu, I.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Ed. tehnică, 1962.

[7] *Popov, A. A., Popova, A. E.* Spravocinik termista. Moscova, Mașghiz, 1961.

CZ 629.125.51: 669.717

Bărci de salvare din aluminiu

ION SOȘEA și MIHAI ONICĂ

În ultimii ani, atît în Republica Socialistă România, cît și în străinătate, s-a extins dotarea navelor cu bărci de salvare din aliaje de aluminiu rezistente la coroziune în mediu marin.

Pînă recent, bărcile de salvare de la navele construite în țară erau executate fie din lemn de frasin, fie procurate din import. Experiența în proiectare și în tehnologia de execuție a bărcilor din aluminiu era redusă și asimilarea acestui tip de ambarcațiune ridica o serie de probleme destul de dificil de rezolvat.

Începînd cu anul 1964, sectorul naval al Uzinei mecanice Turnu Severin și-a asumat sarcina atît a proiectării, cît și a însușirii tehnologiei de execuție a bărcilor de aluminiu.

Acest lucru a fost ușurat în bună parte de obținerea în țară a aliajului aluminiu-magneziu (hydronal), care prezintă o bună rezistență la acțiunea apei de mare.

Pentru început, uzina și-a propus să realizeze o barcă din aluminiu-magneziu în construcție mixtă, prin nituire-sudare.

Problema sudării aluminiului prezenta un aspect nou pentru întreprindere și s-a apreciat că însușirea noii tehnologii se poate face pe etape, urmînd ca succesiv să se elimine nituirea, prin extinderea sudării.

Dacă la prima ambarcațiune procentul îmbinărilor sudate reprezenta 20% din totalul îmbinărilor, la a doua barcă sudura a crescut la un volum de 60%, pentru ca la a treia barcă să se excludă complet nituirea, barca realizîndu-se integral sudată. Trecerea gradată la construcția sudată a permis însușirea temeinică a noului procedeu de sudare a aluminiului, a scos la iveală dificultățile principale pentru realizarea îmbinărilor sudate și a permis în același timp un studiu mai amănunțit al comportării produsului în procesul de asamblare, pentru căutarea soluțiilor tehnologice optime.

Barca de salvare asimilată este de tipul pentru 25 persoane, fiind destinată dotării cargourilor de 1 600 tdw care se construiesc la Uzina mecanică Turnu Severin.

În construcția bărcii se folosește aliajul Al Mg 3 laminat în table și profile, aliaj de tip hydronal, cu o comportare bună la acțiunea apei de mare și cu caracteristici tehnologice și mecanice corespunzătoare.

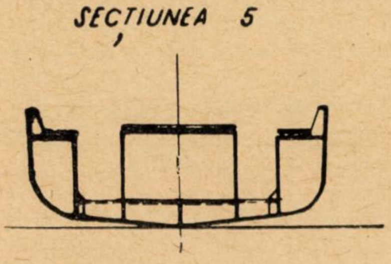
Materialele au fost realizate la Uzina „Metrom" — Brașov și prezintă caracteristicile menționate în tabela 1

Tabela 1

Felul materialului	Caracteristici mecanice		Compoziția chimică, %						
	rezistența la rupere, kgf/mm²	alungirea relativă, %	Cu	Fe	Zn	Si	Mn	Mg	Al
Table cu grosimea de 4—12 mm	18—19	23	—	0,11	0,15	0,20	urme	2,52	rest
Profile	18—19	23	urme	0,18	urme	0,22	urme	2,30	rest

Principalele caracteristici ale bărcii de salvare asimilate (fig. 1) sînt următoarele: lungimea maximă, 6,60 m; lățimea, 2,13 m; bordul liber, 0,34 m; înălțimea de construcție, 0,85 m; volumul bărcii — brut, 7,13 m³; capacitatea de ambarcare, 25 persoane; greutatea bărcii (fără oameni și inventar), 1020 kgf; greutatea bărcii echipate cu inventar și oameni, 3160 kgf; sistem de propulsare cu elice și dispozitiv de acționat de 12 persoane; inventar de salvare complet — după normele internaționale în vigoare.

Barca este prevăzută cu sistem de suspendare pentru lansare la apă cu două gruie gravitaționale și accesorii pentru posibilitatea lansării la apă și cînd nava este canarisită la ± 15°.



Experiența obținută prin construcția primelor două bărci asamblate mixt a permis ca, într-un timp relativ scurt, să se treacă la construcția integral sudată (barca nr. 3, fig. 1).

Realizarea bărcii sudate a prezentat avantaje evidente, atît în ce privește ciclul de fabricație, prețul de cost, cît și consumul de materiale. Totodată, s-a restrîns simțitor gama de semifabricate necesare pentru cocă, în prezent osatura realizîndu-se tot din tablă.

Tehnologia de execuție a bărcii, aplicarea sudurii la aluminiu, s-a dovedit economică și la nivelul tehnicii moderne.

Tehnica nouă se reflectă din plin la construcția acestor bărci prin următoarele elemente :

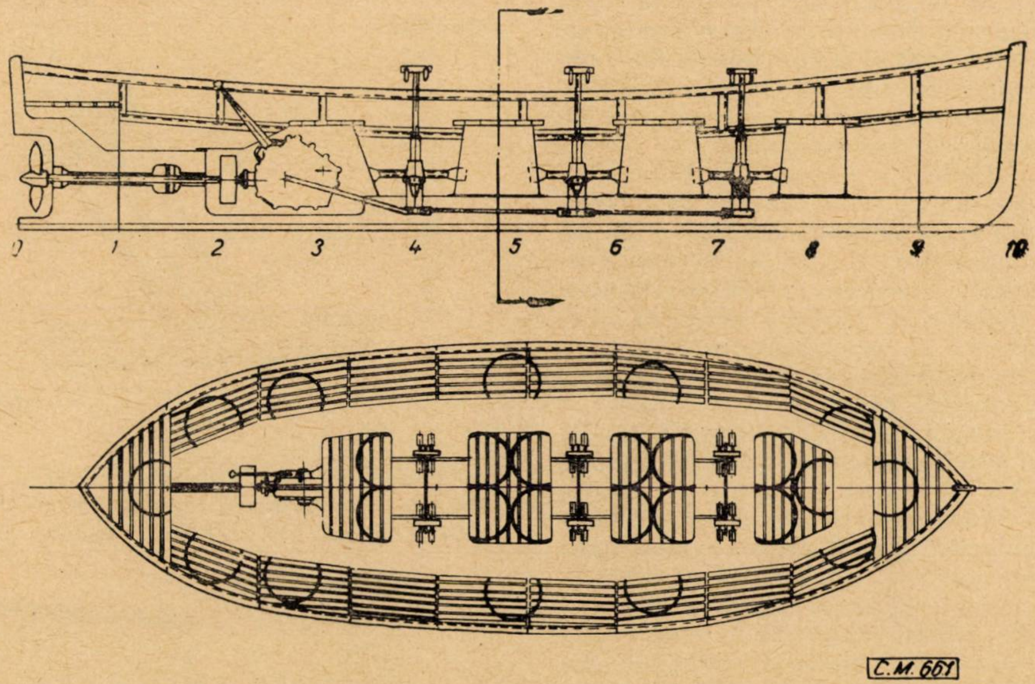


Fig. 1

O noutate în privința construcției bărcilor de salvare, realizate în țară pînă acum, o constituie și sistemul de propulsie, un dispozitiv mecanic de transformare, cu pîrghii, acționînd o elice cu pas variabil.

Elicea este din alamă specială pentru mediu marin. Atît mecanismul de acționare, cît și elicea au fost proiectate și executate exclusiv în uzină, asigurînd bărcii o viteză suficientă pentru îndepărtarea de nava purtătoare cu minimum 150 m în primele 2 minute și cu peste 450 m în următoarele 4 minute.

Protecția la intemperii a personalului de la bordul bărcii este asigurată de un sistem de tendă cu arce demontabile.

Pentru asigurarea flotabilității, în cazul inundării complete, barca este prevăzută cu chesoane structurale etanșe.

sudarea aluminiului în mediu protector de argon ; tehnologia de asamblare din secții și blocsecții preasamblate ; folosirea de conductori de sudură pentru asamblarea și execuția cordoanelor de sudură în poziții convenabile ; folosirea metodelor avansate de defectoscopie nedistructive — cu raze X.

Pe cît permit limitele unei asemenea lucrări, desfășurarea tehnologiei de execuție a bărcilor a comportat următoarele etape :

— debitarea tablelor folosind mijloace comune : foarfece ghilotină etc. ;

— confecționarea reperelor : cele simple, prin decupare-perforare, iar cele curbate, prin fasonare sau îndoire ;

— preasamblare a subansamblurilor mici realizate prin sudură ;

— asamblarea blocsecțiilor prova și pupa pe conductor de sudură;

— asamblarea corpului bărcii, în dispozitiv rotativ;

— saturarea corpului, cu chesoane, banchete etc.;

— efectuarea defectoscopiei sudurii și a probelor de etanșeitate la corp și la flotoare;

— piturarea;

— montarea accesoriilor de corp, mecanismelor și inventarului fix.

Cele mai importante dificultăți în însușirea tehnologiei bărcii le-au constituit problema fasonării tablelor și aplicarea sudării aluminiului.

După diferite tatonări s-a ajuns la realizarea fasonajului tablelor simple la rece, operație care se execută pe calapoade de formă, prin ciocănire atentă cu ciocane din cauciuc semidur. În prezent, la unicate se obțin piese cu fasonare simplă, cu o estetică bună. Pentru o producție de serie mai importantă uzina va trece însă în viitor la fasonaj pe prese speciale.

Realizarea tablelor cu dublă curbură a ridicat probleme mai dificile, care au fost rezolvate efectuînd cea de-a doua curbură prin cutări la cald, încălzirea făcîndu-se în zone studiate, care apoi se ciocănesc pentru restrîngerea marginilor tablelor în curbura prescrisă. Experiența cîștigată de la primele construcții a fost destul de valoroasă și în prezent piesele fasonate se prezintă bine.

Aplicarea sudării în mediu de argon a fost însușită, de asemenea, după încercări inițiale fructuoase. Ținînd seamă de faptul că aliajele de aluminiu, datorită particularităților metalurgice și tehnologice, pot fi sudate numai aplicînd procedee speciale, s-a studiat și adoptat — legat de caracterul seriei mici de produse — procedeul de sudare manuală în mediu protector de argon cu electrod nefuzibil din wolfram. Pentru reușita sudării s-a ținut seamă de următoarele: toate piesele supuse sudării să fie curățate în zona sudurii, de oxizi, grăsimi și stratul superficial de nitruri. Materialul de adaos, barele debitate din tablă de aceeași calitate au fost curățate, decapate și degresate cu grijă; piesele de grosime mică au fost sudate fără a fi necesară preîncălzirea lor în vederea sudării. Etrava, chila, etamboul, fiind piese groase, sudarea în bune condiții a fost asigurată printr-o ușoară preîncălzire a zonelor apropiate, la o temperatură de aproximativ 200°C.

S-au luat unele precauții privind temperatura mediului ambiant și stabilizarea temperaturii piesei cu a mediului, evitînd suduri cînd temperatura mediului ambiant a scăzut sub + 5°C.

Ca mediu protector s-a folosit gaz inert argon cu puritatea de minimum 99,8% și trecut printr-o baterie de uscare cu silicagel.

Pentru sudare s-a folosit curent alternativ de 50 Hz, stabilizat cu curent de înaltă frecvență, folosind regimurile de sudare specificate mai jos:

a. pentru table și piese cu grosimi sub 4 mm:
— curentul 150 A;
— diametrul electrodului de wolfram 3 și 4 mm;
— secțiunea metalului de adaos 4×4 mm;
— viteza de sudare circa 200 mm/min;
— tipul pistolului răcit cu apă.

b. pentru table și piese cu grosimea de 12 mm:
— curentul 350 A;
— diametrul electrodului de wolfram 5 mm;
— secțiunea metalului de adaos 4×4 mm;
— viteza de sudare 40 mm/min.

Consumul de argon în timpul sudării a variat între 8 și 12 l/min, în funcție de grosimea electrodului.

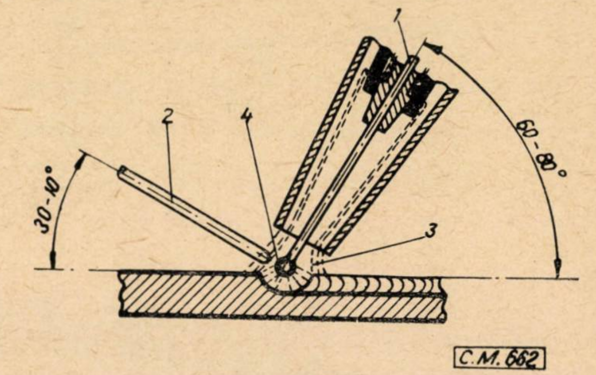


Fig. 2

O condiție esențială în realizarea unei bune sudări, verificată de practică, o reprezintă poziția capului pistolului de sudare și a sîrmei de adaos față de cusătură (fig. 2), care trebuie să se mențină în limita de înclinare de 60—80°, respectiv 10—30°.

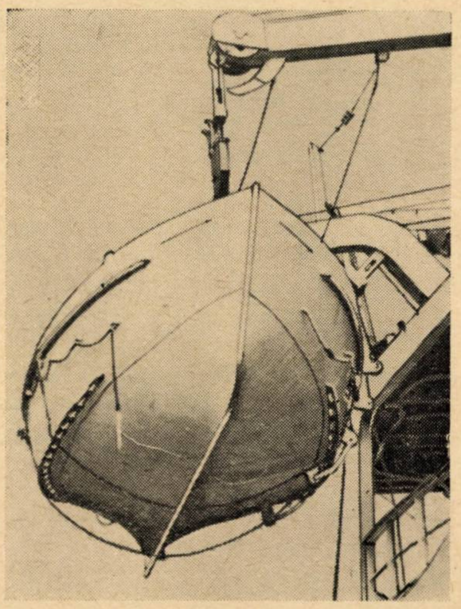
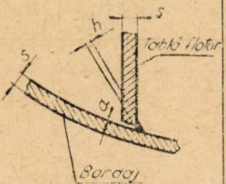
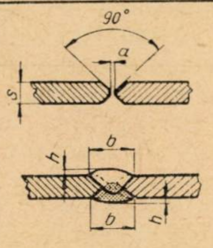
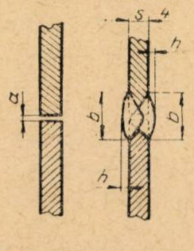
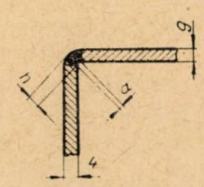
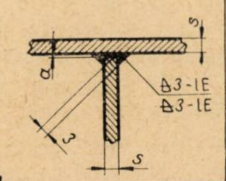
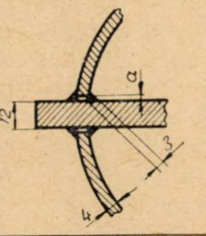
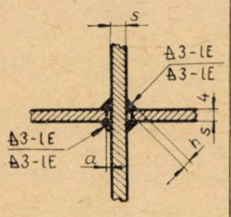
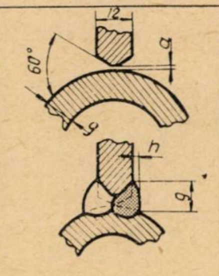


Fig. 3

Îmbinările sudate ale elementelor bărcii au fost studiate atent și îmbunătățite, restrîngînd tipurile de îmbinări la cele specificate în tabela 2. Toate cordoanele de sudură au fost executate cu elementele fixate în dispozitive conductor.

Tabela 2

TABELA 2

SCHEMA CUSĂTURII	g	a	b	h	Locul de utilizare	SCHEMA CUSĂTURII	g	a	b	h	Locul de utilizare
	4	0^{+1}	-	3	Îmbinarea tablei flotorului cu bordajul		12	0^{+1}	14	2,5	Îmbinarea cap la cap la chila masivă a bărcii.
	4	$0^{+0,5}_{-0,5}$	8	1,5	Îmbinarea cap la cap la tablele flotori		4	$0^{+0,5}$	-	3	Îmbinarea copastiei la învelișul exterior
	4	0^{+1}	-	3	Îmbinarea tablei de fund cu varanga și cu chila de ruliu.		4 și 12	$0^{+1,0}$	-	3	Învelișul exterior de etambou, respectiv de etravă
	4	0^{+1}	-	3	Îmbinarea tablei varangei cu carlinga laterală		12	0^{+1}	13	3	Îmbinarea etamboului de tubul etambou

C.M.664

Conductorul de sudare pentru asamblarea bărcii a fost conceput pentru rotire și aducerea cusăturii de sudură în poziția cea mai convenabilă de lucru.

Calitatea cusăturilor se verifică la fiecare barcă sudată, prin roentgenografii efectuate pe 17$^0/_0$ din lungimea cusăturilor de bordaj, totalizînd 4 m de film, în diferite puncte considerate mai dezavantajoase. Controlul defectoscopic a confirmat însușirea temeinică a procedeului de sudare în argon și calitatea bună a execuției.

Probele de rezistență, etanșeitate și nescufundabilitate ale bărcii se efectuează conform normelor registrului U.R.S.S. Pe baza acestora se eliberează certificatele de registru, barca fiind aptă pentru dotarea ca mijloc de salvare a personalului de pe cargourile de 1600 tdw.

La probele de marș efectuate în șantier, pe Dunăre, s-a obținut viteza medie de 6,23 km/h, ceea ce asigură condiția de îndepărtare de locul lansării, în timpul prescris de regulile internaționale.

Realizarea în țară a bărcilor din aluminiu și dotarea navelor de mic cabotaj cu asemenea ambarcații constituie un succes remarcabil pentru șantierul naval constructor. Această măsură prezintă o serie de avantaje dintre care se citează :

— barca din aluminiu, fiind cu cel puțin 400 kg mai ușoară decît barca din lemn, se reduce greutatea echipamentului de salvare, în avantajul creșterii stabilității vasului și a încărcăturii ;

— bărcile din aluminiu sînt sigure în exploatare, mai durabile, și ușor de întreținut în orice climat ;

— permit adaptarea dispozitivelor mecanice de propulsie cu elice, lucru ce nu poate fi realizat în cazul bărcilor din lemn, datorită dificultăților de etanșare la trecerea liniei de axe prin corpul bărcii din lemn ;

— durabilitatea sporită a bărcii din aluminiu duce la costuri reduse de întreținere : 1 400 lei/an față de 2 500 lei/an pentru bărcile din lemn ;

— rezistența la înaintare, în cazul bărcii din aluminiu, este cu 15% mai mică decît în cazul bărcii din lemn, ceea ce asigură o viteză de deplasare mai mare.

CZ 629.12.06 : 628.82

Considerații tehnice privind instalațiile de frig la bordul navelor

GHEORGHE GEORGESCU

Construcția modernă a navelor impune, pe lîngă asigurarea condițiilor tehnice de exploatare propriu-zise, și asigurarea condițiilor optime de viață la bordul navelor.

Acest lucru trebuie privit atît din punct de vedere al confortului minim ce trebuie realizat, cît și al îndeplinirii unor condiții sanitare care să satisfacă cerințele de protecție ale personalului navigant.

Din acest punct de vedere, instalațiile frigotehnice la bord cuprind următoarele domenii de aplicare : instalații de climatizare și aer condiționat ; instalații de conservare a alimentelor de consum la bord ; instalații de răcire a magaziilor-depozit destinate transportului de mărfuri perisabile ; instalații de răcire speciale.

Instalațiile de climatizare și de condiționare a aerului sînt destinate să asigure, în funcție de condițiile de temperatură și umiditate a aerului din exterior, parametrii aerului corespunzători activității personalului la bordul navei.

Prin climatizare trebuie înțeles procedeul complex de tratare a aerului, de răcire și deshidratare, urmată de încălzire și umidificare, cu dublarea procesului, prin reînoirea și filtrarea aerului, avînd drept scop asigurarea condițiilor climaterice favorabile activității omului.

Prin condiționarea aerului se înțelege tratarea aerului astfel încît acesta să corespundă unor parametri adecvați scopului urmărit (o anumită temperatură și umidificare).

Instalațiile de conservare a alimentelor de consum la bord sînt destinate asigurării răcirii spațiilor de depozitare a produselor ușor perisabile și care sînt destinate hranei echipajului.

Instalațiile de răcire a magaziilor-depozit sînt destinate transportului de mărfuri și asigură prin menținerea unor temperaturi convenabile conservarea produselor care sînt perisabile.

Instalațiile de răcire speciale sînt destinate fie transportului de produse speciale, fie ridicării randamentului și îmbunătățirii condițiilor de exploatare a instalațiilor speciale ale navelor.

Această enumerare simplă demonstrează nu numai domeniul extins al aplicării frigului la bordul navelor, dar și indicarea acelor instalații care, la nivelul tehnicii actuale și al perspectivelor de viitor, nu mai pot lipsi din construcția unei nave. Mai mult, se poate afirma că importanța instalațiilor frigorifice devine esențială în condițiile exploatării navelor pe rute mari și, în această situație, securitatea funcționării lor trebuie asigurată prin calitățile deosebite ale utilajelor instalate, dublate de existența unui aparataj de automatizare care trebuie să funcționeze ireproșabil.

Dacă prin nefuncționarea instalațiilor de climatizare se prejudiciază condițiile de viață la bordul navelor, lipsa lor fiind compensată în anumite limite de rezistența fizică a personalului ambarcat, celelalte instalații nu pot fi neglijate, întrucît nefuncționarea lor periclitează direct condițiile de exploatare a navei și, prin aceasta, utilizarea ei.

Cunoscînd importanța instalațiilor frigotehnice la bordul navei, s-a reușit ca într-un termen relativ scurt să se introducă la construcțiile noi din șantierele noastre navale o serie de instalații destinate asigurării unui minim necesar de frigorii pentru nevoile bordului.

În considerațiile de față se neglijează frigoriile obținute ca urmare a montării de mobilier tip casnic sau comercial, acesta prezentînd un interes mai scăzut datorită capacității sale de depozitare cu totul insuficiente.

Instalațiile frigotehnice montate pînă în prezent la navele executate în țară corespund celor destinate condiționărilor de aer și conservării alimentelor de consum la bord.

La cargourile de 4 500 tdw, montarea lor s-a efectuat cu utilaje achiziționate din import, în ultimul timp instalațiile fiind realizate cu agregate produse de uzina „Tehnofrig"—Cluj, cu excepția pieselor de automatizare care provin din import, dar care nu reprezintă decît circa 4 — 5% din valoarea întregului echipament.

La cargourile de 1 600 tdw, instalațiile frigotehnice au fost realizate complet în țară (exclusiv automatizarea).

Același tip de instalații sînt montate și la șalandele maritime de 500 m^3.

Instalația pentru conservarea alimentelor de consum la bord corespunde unei capacități frigorifice de 3 000 kcal/h în condiții normale de funcționare (25°C temperatura de condensare și — 10°C temperatura de evaporare).

Schemele instalațiilor de răcire și conservare a alimentelor sînt redate în figura 1 (instalația de frig propriu-zisă) și în figura 2 (instalația electrică aferentă).

În figura 1 apar : compresorul *1*, separatorul de ulei *2*, condensatorul *3*, rezervorul pentru lichid *4*, filtrul *5*, vizorul *6*, distribuitorul pentru lichid *7* și cel pentru vapori *8*, vaporizatorul *9*, regulatorul de presiune joasă *10* și înaltă *11*, manometrele pentru lichid *12* și vapori *13*, manometrul pentru ulei *14* și circuitul apei de răcire *15*.

În schema electrică din figura 2 se precizează : compresorul *1* cu freon *12* (3 000 kcal/h), pompa de apă *2*, ventilatoarele *3*, termostatele *4* şi *5*, ventilul solenoid *6*, regulatoarele de presiune joasă *7* şi înaltă *8*.

Descrierea funcţională a tipurilor de instalaţii furnizate de uzina „Tehnofrig"—Cluj nu este necesară, aceasta neprezentînd aspecte deosebite, iar schemele de funcţionare prezentate în figurile 1 şi 2 sînt suficiente pentru clarificarea principiilor de lucru ale instalaţiei.

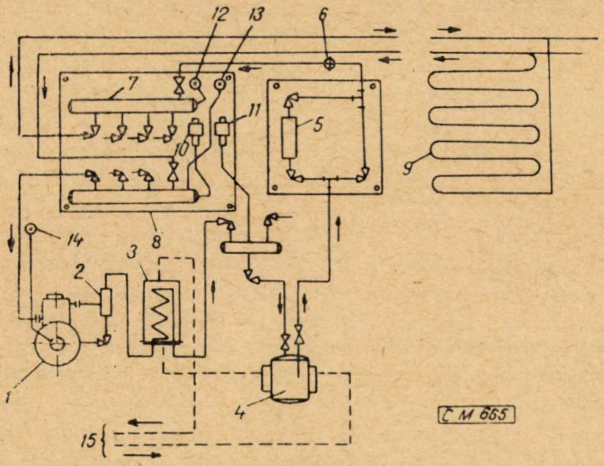


Fig. 1

Problemele propuse a fi studiate se referă la soluţiile adoptate, precum şi la elementele constructive legate de îmbunătăţirea tipurilor de instalaţii realizate în ţară.

Trebuie menţionat că privitor la soluţiile constructive, deşi situează compresorul din punct de vedere tehnologic la nivelul tehnicii actuale, mai trebuie studiate calitatea materialului din care se confecţionează clapeţii şi asigurarea etanşeităţii axului de antrenare spre electromotor.

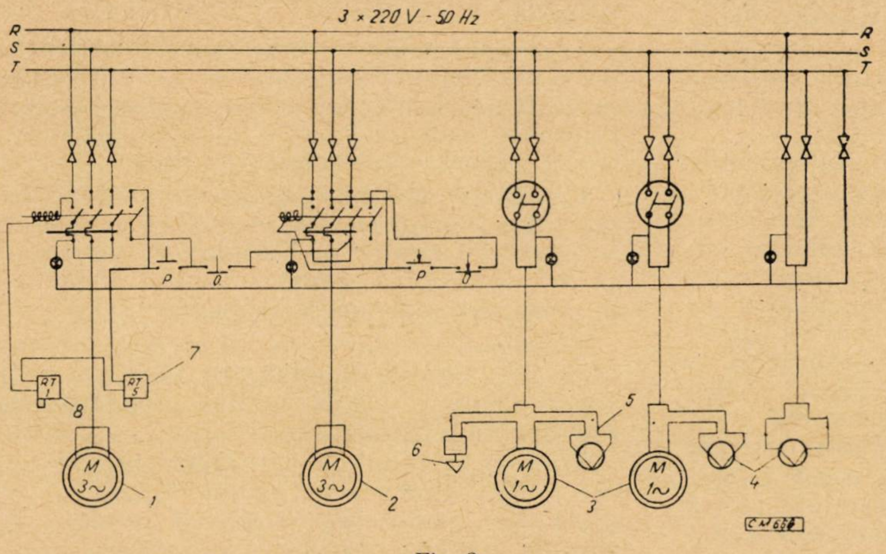


Fig. 2

În special, rezolvarea problemei etanşeităţii prezintă aspecte tehnologice dificile.

În general, construcţiile actuale asigură compresorului de acest tip un număr restrîns de ore de funcţionare, etanşeitatea fiind garantată pentru maximum un an.

Soluţia care corespunde nevoilor de depozitare a alimentelor de consum şi securităţii funcţionării agregatelor la bordul navelor este aceea a echipării instalaţiilor cu compresoare capsulate sau semicapsulate cu capacităţi de la 3 000 kcal/h la 5 000 kcal/h pentru condiţiile normale de funcţionare (temperatura apei de condensare 25°C şi temperatura de evaporare a fluidului frigorigen —10°C), cu aparatajul de automatizare aferent.

La uzina „Tehnofrig"—Cluj se află în curs de experimentare prototipul compresorului semicapsulat de 3 500 kcal/h, care va trebui studiat şi din punct de vedere al adaptării lui la condiţiile de funcţionare specifice navelor maritime.

În afară de aceasta, condensatorul trebuie să permită realizarea unui schimb de căldură corespunzătoare echivalentului lucrului mecanic absorbit şi căldurii preluate prin vaporizator de la mediul care trebuie răcit.

Asigurarea răcirii vaporilor de fluid frigorigen la parametrii indicaţi prin construcţia condensatorului trebuie respectată cu stricteţe în vederea obţinerii unui randament corespunzător al instalaţiei.

Condensatorul montat pe nave trebuie să satisfacă nu numai condiţiile unei bune răciri, dar şi acelea ale întreţinerii uşoare.

Execuţia lui demontabilă ar favoriza acest lucru şi, din acest punct de vedere, este necesar a se restudia soluţia existentă.

Rezervorul de lichid, proiectat conform capacităţii frigorifice a instalaţiei, este prevăzut cu pereţi dubli pentru a se putea asigura răcirea fluidului.

Montajul rezervorului în raport cu poziţia condensatorului trebuie să asigure, în general, scurgerea optimă a condensatului, fapt care contribuie la menţinerea suprafeţei schimbului de căldură din condensator. Acest montaj trebuie realizat numai în condiţiile de înclinare zero a navei, întrucît, pentru un rezervor de lichid avînd ventilele de intrare şi ieşire montate la partea superioară, iar nivelul lichidului din interior sub cota de intrare a conductei de fluid din condensator, înclinările navei nu au importanţă.

Situaţia se schimbă în cazul cînd rezervorul de lichid se găseşte în poziţia „înecat", adică cu un nivel de lichid în conductele de intrare şi ieşire, fapt care determină, la diferitele înclinaţii ale navei, scurgerea fluidului în ambele sensuri între condensator și rezervor ca urmare a denivelării (fig. 3).

Această alternanță în scurgerea fluidului va înrăutăți funcționarea condensatorului prin micșorarea suprafeței schimbului de căldură.

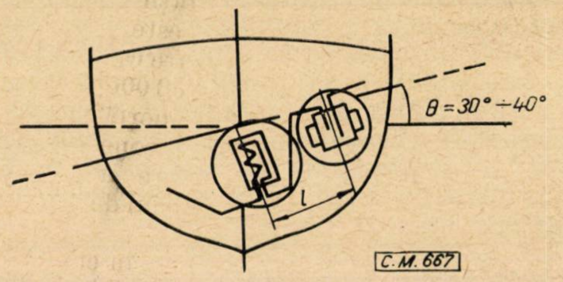


Fig. 3

Ca și în cazul condensatorului, execuția demontabilă a părții de răcire, în vederea curățării de depuneri pentru îmbunătățirea schimbului de căldură, este absolut necesară.

De asemenea, este foarte util, pentru supravegherea funcționării instalației, să se monteze pe circuitul dintre condensator și rezervorul de lichid un indicator de scurgere a fluidului.

Filtrul prevăzut realizează condiția eliminării apei din fluidul frigorigen numai în măsura în care instalația a fost bine uscată înainte de umplere.

La bordul navei, proba de presiune a instalației se efectuează de obicei cu ajutorul compresorului care aspiră aer din compartimentul unde este montat.

Acest lucru determină, datorită umidității relativ mari a aerului din compartiment, depuneri apreciabile de vapori de apă în conductele de circulație. Devine astfel obligatorie suflarea întîi a instalației cu aer uscat și apoi efectuarea umplerii instalației cu fluid frigorigen.

O atenție deosebită trebuie dată execuției filtrului propriu-zis, care, pe lîngă etanșeitate, trebuie să fie și ușor demontabil în scopul înlocuirii substanței higroscopice (silicagel sau clorură de calciu). Aspectul capătă o importanță deosebită pentru instalațiile funcționînd cu freon 12 (CCL_2F_2) sau freon 22 ($CH\text{-}CLF_2$).

Este recomandabil ca filtrul propriu-zis să fie executat cu flanșe la ambele capete pentru a se ușura demontarea și înlocuirea lui.

Tabloul de distribuție al circuitului de gaze și al lichidului, format din colectoarele respective și ventilele de distribuție, prezintă în cadrul instalației navale o siguranță mai redusă în ceea ce privește etanșeitatea.

Faptul se datorește vibrațiilor transmise corpului navei în timpul navigației. Aceste vibrații duc deseori la slăbirea legăturilor și deci la sporirea posibilităților de scăpare a fluidului frigorigen.

Trebuie acordată o atenție deosebită locului de plasare a tabloului de distribuție (în zone cu intensitate redusă a vibrațiilor), montarea lui efectuîndu-se pe un sistem de amortizare, cu asigurarea unor legături elastice cu restul instalației.

Legătura conductelor cu sistemul de vaporizatoare din camerele frigorifice trebuie realizată în condiții de etanșeitate optimă.

Dintre soluțiile existente, se consideră că, pentru instalațiile de conservare a alimentelor de consum la bord, este mai sigură adoptarea îmbinărilor prin manșoane și lipitură, chiar dacă în acest mod se obțin conducte nedemontabile.

Trasarea conductelor trebuie să țină seamă de următoarele elemente importante care sînt direct legate de buna funcționare a instalațiilor, și anume : micșorarea lungimii conductelor prin alegerea unor trasee convenabile; asigurarea unor pante corespunzătoare condițiilor determinate de întoarcerea uleiului la compresor; evitarea pe cît posibil a coturilor care se situează în plan vertical și micșorarea celor care se execută în plan orizontal, primele avînd drept scop, în primul rînd, de a elimina colectările de fluid frigorigen și ulei, iar celelalte în vederea eliminării frecărilor.

Aceste condiții de montaj la bordul navelor nu sînt în general respectate și se întîlnesc conducte care rețin o cantitate de ulei importantă, cu consecințe care se reflectă în special asupra ungerii compresorului.

Ținînd seamă de unele avantaje obținute printr-o subrăcire a fluidului frigorigen, se recomandă ca izolația conductelor de fluid și vapori să fie comună acolo unde traseul o permite.

Se asigură astfel o răcire în contracurent a lichidului înainte de expansiunea în ventilele de reglaj termostatice, fapt care avantajează porțiunea de răcire a instalației în condițiile navigației în regiuni cu temperaturi ridicate.

Bineînțeles, aceasta se realizează cu dezavantajul funcționării restului instalației, ca urmare a vaporilor supraîncălziți aspirați de compresor și care determină scăderea puterii frigorifice în cazul unei supraîncălziri mari.

Trebuie să se rețină că, în aceeași situație, dacă compresorul funcționează în regim ușor supraîncălzit, se obține un bun randament de funcționare a instalației.

Evitarea transmiterii vibrațiilor corpului navei asupra conductelor impune fixarea lor pe pereți sau plafon prin cleme cu garnituri de cauciuc care pot asigura o amortizare convenabilă.

Montarea vaporizatoarelor în camerele de depozitare a alimentelor de consum la bord constituie o problemă deosebit de importantă.

Condițiile mai importante de montaj ale vaporizatoarelor la bordul navelor reclamă așezarea lor deasupra compresorului și cît mai aproape de el.

În cazul cînd, din cauza compartimentajului intern al navei, vaporizatorul trebuie montat sub nivelul compresorului, este necesar să se execute pe tubulatura de aspiraţie o buclă a cărei cotă maximă trebuie să depăşească înălţimea ventilului de aspiraţie al compresorului cu cel puţin 250 mm.

Trebuie reţinut că vaporizatoarele funcţionînd în camere cu recirculaţie forţată a aerului nu se pot utiliza decît pentru temperaturi interioare cu +2° C, în scopul de a se întîrzia acoperirea cu zăpadă a vaporizatorului.

Depunerea minimă de zăpadă pe vaporizator se obţine în cazul menţinerii unei diferenţe de temperatură de 4—5° C.

În momentul cînd grosimea stratului depăşeşte 5—6 mm, schimbul de căldură dintre fluidul frigorigen şi mediul înconjurător devine dificil, lucru care duce la scăderea temperaturii şi presiunii în vaporizator. În acest caz, regulatorul de joasă presiune întrerupe funcţionarea compresorului, inclusiv a ventilelor termostatice de cameră.

Pornirea din nou a instalaţiei va avea loc numai după topirea stratului de zăpadă în limitele care pot permite din nou efectuarea unui schimb important de căldură, deci a modificării presiunii şi temperaturii din vaporizator, şi ca urmare a acţionării regulatorului de joasă presiune.

Rezultă deci că la camerele de răcire ale navelor trebuie să se adopte, pentru alimentele ce se conservă la temperaturi peste +2° C, vaporizatoare cu sistem de recirculaţie forţată prin electroventilatoare.

La vaporizatorul cu aripioare, suprafaţa totală a ţevii propriu-zise trebuie să fie mai mare cu 1/10 decît suma suprafeţelor de schimb de căldură ale aripioarelor.

În general, temperatura camerei va fi de circa 4—5° C faţă de 0° C, temperatura de evaporare a fluidului stabilită prin condiţii de reglaj.

Montajul vaporizatorului se efectuează pe pereţii verticali din compartiment.

Pentru asigurarea unei funcţionări de durată a electromotorului de acţionare al ventilatorului se preferă montarea acestuia în afara camerei de răcire, transmisia mişcării la ventilator fiind realizată printr-un ax de transmisie.

Pentru camerele frigorifice care necesită, la conservarea alimentelor, temperaturi sub 2° C, se preferă utilizarea vaporizatoarelor din ţevi netede şi cu o recirculaţie naturală a aerului.

Avantajul recirculaţiei naturale (prin convecţie) rezidă în economia realizată prin eliminarea ventilatorului şi a instalaţiei electrice respective.

Soluţia este adoptată de la caz la caz, ţinînd seamă că vaporizatorul devine mai voluminos decît cel cu circulaţie forţată.

În plus, este necesară montarea vaporizatorului pe plafonul camerei de răcire, poziţie care asigură soluţia optimă de reîntoarcere a uleiului la compresor, mai ales că oscilaţiile transversale şi longitudinale ale navei, cu perioade destul de mari, înlesnesc scurgerea uleiului pe conductele cu pante create special în acest scop.

La cargourile de 1 600 tdw s-a adoptat, pentru camera de depozitare a zarzavaturilor, soluţia vaporizatorului cu recirculaţie forţată a aerului prin electroventilator.

Montarea în camerele de răcire a electroventilatoarelor cu o canalizare adecvată a circulaţiei aerului în jurul vaporizatorului poate spori cu 50% randamentul transmisiei de căldură.

În aceste condiţii trebuie însă folosit un sistem automat de decongelare a vaporizatorului, din cauza depunerii mari de zăpadă pe ţevi, soluţie care prin dificultăţile tehnice pe care le ridică impune realizarea unei automatizări în condiţiile specifice exploatării la nave.

În concluzie, se recomandă adoptarea, pentru camerele de răcire funcţionînd cu temperaturi peste 2° C, a vaporizatoarelor din ţevi cu aripioare cu recirculaţie forţată printr-un electroventilator plasat într-o regiune corespunzătoare a vaporizatorului cu montare pe pereţi verticali, iar pentru camere de răcire cu temperaturi sub 2° C (pînă la —10° C), utilizarea de vaporizatoare din ţevi netede montate pe plafon şi prevăzute cu tăvi de colectare a apei rezultate din decongelare.

Circulaţia aerului în această situaţie se face în mod natural, iar prin realizarea unei diferenţe de temperatură de 4—5° C între temperatura de evaporare a lichidului şi temperatura camerei se asigură funcţionarea optimă a vaporizatorului.

În plus, şi acest lucru este deosebit de important pentru o instalaţie frigorifică la bordul navelor, se realizează condiţia întoarcerii uleiului la compresor.

În legătură cu această problemă s-au studiat o serie de sisteme care să poată asigura, în condiţiile specifice instalaţiilor frigorifice de la nave, reîntoarcerea uleiului de ungere din compresor, preluat o dată cu vaporii de aspiraţie şi cei de refulare în circuitul exterior compresorului.

În funcţie de gradul de miscibilitate a uleiului faţă de fluidul frigorigen ales rezultă cantităţi mai mari sau mai mici de ulei antrenate în circuit.

Prin utilizarea freonului 12 sau freonului 22 la nave, caracterizate prin lipsa de nocivitate, neinflamabilitate şi pericol de explozie redus, s-a creat şi posibilitatea antrenării în mai mare măsură a uleiului, aceste fluide prezentînd o mai pronunţată miscibilitate.

Uleiul antrenat în sistemul de circulaţie de înaltă şi joasă presiune trebuie readus din nou în carterul compresorului, condiţie importantă pentru funcţionarea instalaţiei.

La instalaţiile furnizate pînă în prezent, colectarea uleiului se efectuează într-un separator de ulei montat între compresor şi condensator, separarea bazîndu-se pe principiul micşorării vitezii vaporilor comprimaţi şi recoltarea particulelor de ulei, ca urmare a unei densităţi mai mari a uleiului în raport cu vaporii de fluid frigorigen.

Uleiul colectat poate fi reintrodus în carterul compresorului prin intermediul unui ventil manevrat în anumite perioade.

Separatorul de ulei considerat rezolvă numai parţial problema colectării uleiului din fluidul frigorigen, depunerea fiind proporţională cu greutatea particulelor, astfel încît în cazul unor pulverizări mai fine, particulele trec în condensator şi, în continuare, în restul instalaţiei

Aspectul cel mai important îl constituie însă readucerea în carterul compresorului a uleiului depus în vaporizator în urma laminării în ventilele de reglaj.

Montarea vaporizatoarelor pe pereţii verticali ai camerelor de răcire de la nave nu permite decît întoarcerea parţială a uleiului antrenat de vaporii fluidului; o cantitate destul de importantă se depune pe pereţii ţevilor, contribuind prin aceasta la înrăutăţirea coeficientului de transmitere, restul colectîndu-se în părţile de jos ale vaporizatorului.

În cazul alimentării cu fluid frigorigen a vaporizatorului la partea inferioară, colectarea uleiului în această regiune va stînjeni introducerea lichidului, mai ales dacă la temperaturi coborîte, uleiul, neavînd calităţi deosebite, devine mai vîscos.

În timp, colectarea continuă de ulei la partea de jos a vaporizatorului, prin umplerea periodică a carterului compresorului, duce la neajunsuri legate de diminuarea suprafeţei de schimb de căldură şi de mărirea rezistenţei la introducerea lichidului.

Rezultatul este funcţionarea defectuoasă a întregii instalaţii şi dereglarea părţii de automatizare.

Numai în situaţia unui vaporizator funcţionînd corect se poate realiza evacuarea uleiului la vaporizatorul alimentat la partea inferioară, cu condiţia ca la ieşirea din vaporizator să se monteze o porţiune rectilinie de ţeavă care să parcurgă, pînă la aspiraţia compresorului, un traseu cu pante negative, asigurîndu-se astfel reîntoarcerea parţială a uleiului în carter.

În acest caz, ventilul de reglaj termostatic fiind fixat la ieşirea vaporilor din vaporizator, vaporii care părăsesc vaporizatorul sînt alternativ umezi sau supraîncălziţi, în funcţie de închiderea şi deschiderea ventilului. Vaporii umezi antrenează uleiul şi, o dată ajunşi la partea superioară a vaporizatorului, traversează tubulatura în pantă fără a mai putea reveni, deşi trec în starea de vapori supraîncălziţi.

În cazul alimentării cu fluid frigorigen a vaporizatorului la partea superioară, uleiul este uşor antrenat şi reîntoarcerea lui în carterul compresorului este mai sigură în condiţiile unui traseu cu pante negative.

În schimb, alimentarea pe sus face ca lichidul debitat să se scurgă foarte rapid către partea inferioară, ceea ce determină ca la compresor să ajungă vapori foarte umezi, iar în vaporizator să rămînă puţin lichid, fapt ce determină un reglaj dificil al ventilului termostatic.

Soluţia care înlătură unele dificultăţi şi se poate aplica la bordul navelor este aceea a amplasării vaporizatoarelor pe plafon la circa 250 mm sub înălţimea maximă a camerelor frigorifice.

Oscilaţiile navei contribuie la mişcarea în interior a uleiului care se deplasează în direcţia pantelor de scurgere, dirijare uşurată şi de curentul de vapori determinat de aspiraţia compresorului.

Aceste vaporizatoare de plafon se pot monta prin intermediul unor suporturi, fiind prevăzute la partea inferioară cu tăvi de colectare a apei provenite din decongelare.

Înălţimea mare a vaporizatoarelor în raport cu compresorul asigură scurgerea uleiului în condiţii bune, indiferent de locul introducerii lichidului.

Pentru vaporizatoarele verticale şi cu alimentarea fluidului la partea inferioară se prevede cîte o oală de colectare a uleiului, care se racordează prin intermediul unui ventil cu carterul compresorului, realizîndu-se astfel un sistem de reîntoarcere a uleiului, similar cu cel utilizat la separatorul de ulei (fig. 4).

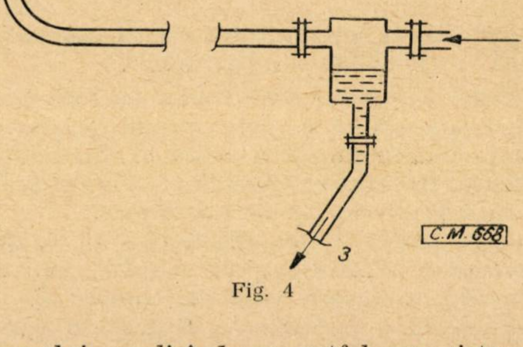


Fig. 4

În figura 4 apare schema unui dispozitiv de evacuare a uleiului (*1* — element vaporizator; *2* — alimentare cu lichid; *3* — evacuarea uleiului în carter).

Trebuie reținut ca un fapt deosebit de important că la bordul navei instalațiile frigorifice trebuie prevăzute cu sisteme de colectare a uleiului atît pe porțiunea de înaltă presiune, cît și pe porțiunea de joasă presiune a instalației.

Studiul realizat asupra instalațiilor frigorifice montate la bordul navelor duce la unele concluzii care îndreptățesc eforturile ce se întreprind pe plan intern pentru rezolvarea la un nivel tehnic corespunzător a uneia dintre problemele importante privind direct siguranța exploatării navelor.

În condițiile actuale, cînd tendința de perfecționare a produselor tehnice devine o preocupare continuă a industriei, nu este lipsită de interes cercetarea domeniului de largă aplicare a frigului la bordul navelor, în vederea obținerii unor realizări corespunzătoare din punct de vedere calitativ, în special în legătură cu navele oferite la export.

CZ 621.791.7 : 628.83 : 628.512

Metode de ventilare pentru combaterea nocivităților de la sudarea electrică

VICTOR VOICU și EUGEN CASIAN

La lucrările de sudare electrică se produc substanțe toxice sub formă de praf și gaze. Atunci cînd lucrările se execută în interiorul halelor sau în spații închise (rezervoare, cazane etc.), acțiunea dăunătoare a substanțelor degajate este mai accentuată și poate provoca intoxicații și îmbolnăviri cronice.

Oxidul de mangan, produs din învelișul electrozilor, atacă în special sistemul nervos. Alte substanțe dăunătoare identificate prin analize sînt oxizii de azot, acidul fluorhidric, oxidul de carbon etc. Pentru protecția muncitorilor care lucrează la sudarea electrică se folosesc în prezent mai multe sisteme de ventilare, și anume : ventilarea generală mecanică sau naturală, ventilarea locală și protecția individuală prin măști cu aducție de aer.

Dintre aceste sisteme, cel mai practic și eficace s-a dovedit a fi ventilarea locală.

Caracteristica principală a instalațiilor de ventilare locală constă în aceea că aspirația se face direct de la bancurile de lucru din apropierea sursei nocive, astfel încît praful și gazele, în drumul lor spre evacuare, nu trec prin zona de respirație a muncitorului. Instalația de ventilare pentru sudarea pieselor mici și masa de lucru respectivă au fost studiate și construite de Institutul de cercetări științifice pentru protecția muncii. In figura 1 apare schematic instalația respectivă, distingîndu-se : masa de sudare *1*, platoul rotativ *2*, pîlnia de aspirație *3*, dispozitivul de susținere și orientare a pîlniei *4*, conducta flexibilă *5* și ventilatorul centrifugal *6*.

În urma experiențelor efectuate s-a ajuns la concluzia că sistemul de aspirație prin pîlnie laterală este eficient, prezentînd însă dezavantajul unei zone de acțiune reduse. La proiectarea și construirea prototipului s-a urmărit să se evite acest dezavantaj prin adoptarea unui dispozitiv mobil pentru susținerea și deplasarea pîlniei de aspirație.

Elementele de bază folosite pentru dimensionarea pîlniei au fost raportul dimensiunilor laturilor, 1 : 3 ; viteza aerului în planul de aspirație, 7,5 m/s ; debitul de aer, circa 500 m³/h ; viteza aerului în punctul de generare a nocivităților (la distanța de 15—20 cm de la planul de aspirație), 0,5—0,6 m/s. Pe conturul orificiului pîlniei s-a prevăzut o flanșă care are scopul de a intensifica efectul de aspirație prin formarea de suprafețe adiacente. Legătura pîlniei la conductele de aer fixe sau la ventilator se face printr-o conductă flexibilă.

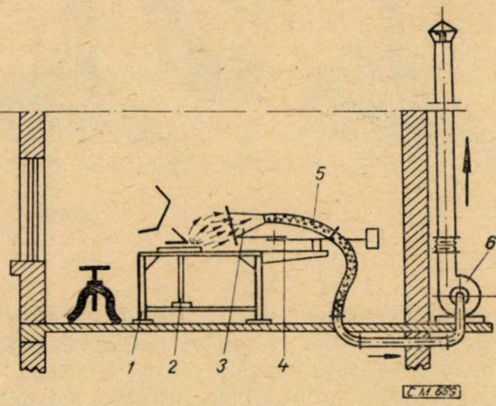


Fig. 1

Dispozitivul pentru susținerea și deplasarea pîlniei este format dintr-o tijă telescopică și articulații fixate pe scheletul mesei de lucru. Cu ajutorul dispozitivului se mărește zona de acțiune a pîlniei, în comparație cu pîlniile de aspirație fixe, cuprinzînd toată suprafața mesei și porțiunea din vecinătatea acesteia, pentru cazul cînd se sudează piese de dimensiuni mijlocii, direct pe pardoseală.

Pentru sudarea pieselor mari s-a experimentat cu rezultate bune instalația arătată în figura 2, care se compune din următoarele elemente : două mese identice *1*, fiecare cu patru locuri de sudare, racordate la un ventilator de aspiraţie *2* şi prevăzute cu cîte un panou de protecţie *3*.

Dimensiunile unei mese de lucru sînt 1 000 × × 1 100 × 700 mm (700 mm înălţimea mesei). Suprafaţa de lucru este formată dintr-un grătar din bare de oţel prin care se face absorbţia aerului viciat în spaţiul de sub grătar, unde aerul pătrunde trecînd prin compartimente prevăzute cu clapete de reglare a debitului de aer. Instalaţia mai conţine colectoare verticale care au, de asemenea, deschideri de absorbţie prevăzute cu clapete de reglare, şi o conductă de aspiraţie a aerului. Ventilatorul este dimensionat pentru un debit de aer de circa 2 000 m^3/h pentru un post de sudură.

În afară de lucrările de sudare la piesele mici şi mari ce se efectuează în hale industriale, deseori se execută lucrări în interiorul unor spaţii mici închise. Operaţiile de sudare mai importante, care se execută în spaţii închise sînt : sudarea în interiorul rezervoarelor, cisternelor, la remedierea ţevilor sudate la fundul dublu al vaselor fluviale şi maritime etc.

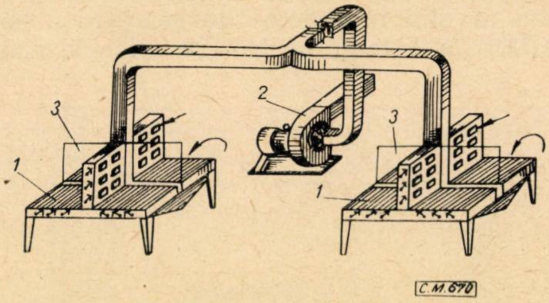


Fig. 2

O analiză sumară a condiţiilor de muncă în spaţiile mici arată că principalele particularităţi care le caracterizează sînt : accesul dificil al muncitorilor la locul de muncă ; transportul dificil al utilajului necesar efectuării operaţiilor tehnologice şi apoi evacuarea lui de la locul de muncă ; poziţia incomodă, ceea ce îngreuiază efectuarea diferitelor operaţii ; amplificarea zgomotului datorită rezonanţei pereţilor.

În cazul cînd la locul de muncă se efectuează operaţii cu degajări de căldură de durată mai lungă, poate avea loc o mărire a temperaturii peste limita admisibilă. În plus, la degajarea de substanţe nocive în atmosferă, au loc masive acumulări de asemenea substanţe, depăşindu-se într-un timp scurt concentraţiile maxime admisibile.

La fabricarea ţevilor sudate, sudurile sînt supuse unui control sever pentru detectarea defectelor care urmează să fie înlăturate în cadrul operaţiei de remediere a ţevilor.

La sortimentele cu diametrul mic, muncitorul nu poate intra în interiorul ţevii decît culcat cu faţa în jos (fig. 3), iar sudarea se execută pe direcţia înaintare. Pentru a se putea deplasa mai uşor în interiorul ţevii, muncitorul foloseşte un cărucior. Întrucît punctele ce urmează să fie sudate nu sînt (decît în cazuri excepţionale) situate pe aceeaşi generatoare, ţeava este rotită după necesitate. În figura 3 apar : conducta de ventilare *1*, ajutajul *2* pentru insuflarea aerului şi conducta de sudat *3*.

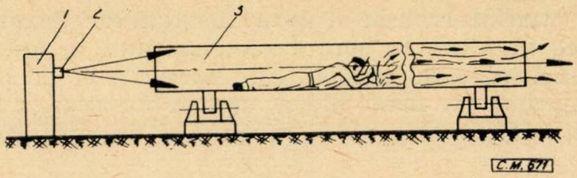


Fig. 3

Gazele şi aerosolii ce provin din operaţia de sudare electrică în spaţiul restrîns din interiorul ţevilor se acumulează, depăşind evident limitele impuse de normele igienicosanitare.

Una dintre instalaţiile proiectate pentru a fi utilizate în asemenea locuri de muncă este alcătuită din următoarele părţi principale (fig. 4) : un ventilator *1* de 1 000 m^3/h şi 300 mm H_2O, un filtru de aer *2*, o baterie de încălzire a aerului *3* prevăzută cu dispozitive de reglare, şi o reţea de distribuţie a aerului *4*, izolată termic şi prevăzută cu ajutajele *5*. Instalaţia poate fi folosită pentru ţevile sudate *6*.

Racordurile verticale (fig. 4) sînt îmbinate prin piese telescopice cu ajutajele de refulare a aerului, avînd diametrul de 60 mm şi dirijate în axa ţevilor.

Instalaţia a fost destinată să funcţioneze pe o platformă de remediere a ţevilor cu o capacitate de prelucrare simultană a şase ţevi. Reglarea temperaturii aerului este automatizată.

În timpul lucrului, ţevile sînt aliniate la capătul dinspre instalaţia de ventilare, la o distanţă de circa 1,5 m de aceasta.

Jetul de aer creat este dirijat către deschiderea ţevii pe axa acesteia, prin aşezarea ajutajului în poziţie corespunzătoare.

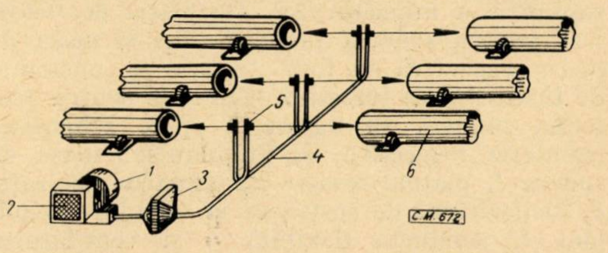


Fig. 4

În urma încercărilor efectuate cu o instalaţie experimentală s-au putut stabili următoarele rezultate :

— viteza necesară pentru antrenarea particulelor sau gazelor nocive degajate la sudarea în interiorul ţevii este de 0,75—1,4 m/s, putînd scădea (în cazuri excepţionale) pînă la 0,5 m/s ;

— temperatura aerului din interiorul ţevii unde se lucrează depinde de umiditatea, viteza aerului şi de anotimp; determinarea exactă a temperaturii se poate face cu ajutorul diagramei de confort; pentru condiţiile dintr-o hală industrială, unde s-au efectuat experienţe în perioada 14—28 septembrie, temperatura de 25—28° C s-a dovedit a fi corespunzătoare din punct de vedere al confortului;

— se obţine un jet convenabil printr-un ajutaj de 60 mm diametru, dirijat paralel cu axa orizontală a ţevii ventilate, cu o viteză iniţială de circa 15—19 m/s, ceea ce revine la un debit iniţial de 150—200 m^3/h;

— temperatura iniţială a aerului din jet trebuie să asigure în interiorul ţevii (la ieşire) temperatura de 20—28° C; în funcţie de temperatura aerului din hală, temperatura iniţială a aerului din jet variază mult, din cauză că proporţia de aer ejectat din hală, la distanţa de 1,5 m, este mare (de circa 10 ori mai mare decît debitul iniţial al jetului).

Un alt loc cu condiţii grele de muncă este cel de la dublul fund al vaselor fluviale şi maritime, unde au loc operaţii de sudare electrică.

Experienţele efectuate privind utilizarea unor măşti de protecţie cu aducţie de aer sau a unor instalaţii de ventilare mobile pentru introducerea aerului cu tub flexibil nu au dus la rezultate corespunzătoare. Soluţiile s-au dovedit nepractice la lucrările în spaţii mici închise; măştile sînt greu de suportat de muncitori, iar tuburile de aer sînt incomode, greu de manevrat şi ocupă loc mult în raport cu spaţiul foarte mic din dublul fund al vaselor.

Pentru rezolvarea problemei s-a stabilit experimental că într-un compartiment de la dublul fund al unui vas, cînd se lucrează intens la asamblare prin sudare electrică, trebuie să se facă un schimb de aer de circa 25 de ori volumul compartimentului.

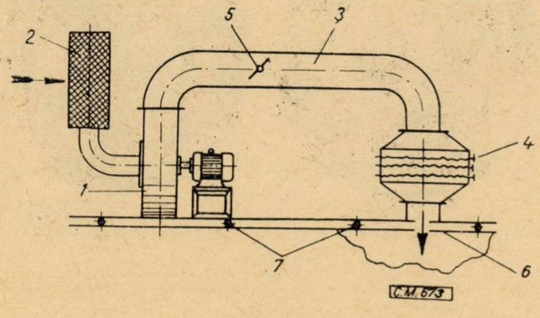


Fig. 5

Din cauza înălţimii mici a spaţiului, schimbul de aer nu ar putea fi mai mare în perioadele reci, întrucît ar provoca curenţi supărători. Cu acest debit de aer, ţinîndu-se seamă şi de configuraţia spaţiului, s-a ajuns la concepţia unei instalaţii cu ajutorul căreia să se introducă aer în interiorul compartimentului, asigurînd o suficientă împrospătare a aerului interior şi evacuarea aerului viciat printr-o deschidere de ieşire amplasată într-un punct opus al compartimentului. Aerul curat, introdus în spaţiul de lucru din interior, diluează concentraţiile de gaze provenite de la sudare. Metoda prin aspirare de aer viciat din interior nu este eficace, aerul care trebuie să intre spre a înlocui pe cel evacuat neputînd fi încălzit corespunzător condiţiilor specifice de lucru pe timp de iarnă.

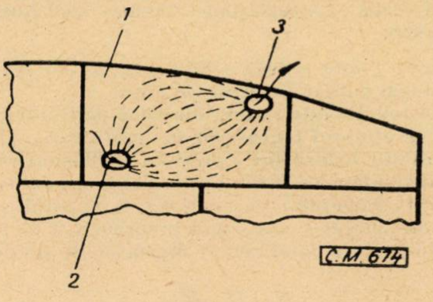


Fig. 6

Instalaţia este alcătuită din mai multe elemente, aşa cum rezultă din figura 5: ventilatorul *1*, filtrul *2*, conducta de refulare *3*, rezistenţa electrică de încălzire *4*, clapeta de reglaj *5*, fundul dublu *6* şi amortizoarele *7*.

Debitul de aer este reglat în funcţie de numărul de sudori care lucrează la dublul fund. Este necesar ca cele două guri, de intrare şi de ieşire a aerului, să fie cît se poate de departe una de alta, la extremităţile compartimentului, de exemplu, în două colţuri opuse ale spaţiului de lucru.

În figura 6 apare schema unei dispoziţii corespunzătoare a gurilor de intrare şi ieşire a aerului, precizîndu-se: compartimentul *1*, gura de intrare *2* şi cea de evacuare *3*.

Pe timp de vară, ventilatorul trebuie să aibă un debit de circa 3 600 m^3/h. Iarna, debitul este redus cu ajutorul clapetei de reglare pînă la circa 800 m^3/h, pentru a putea fi încălzit cu ajutorul unor rezistenţe electrice.

Ventilatorul este acţionat de un motor electric la 24 V, fixat pe un suport comun cu rezistenţa de încălzire, prevăzut cu mînerele necesare pentru a putea fi uşor deplasat la locul necesar şi aplicat deasupra gurii de intrare a aerului în dublul fund.

Documentare

Piston din elemente îmbinate pentru motoarele cu ardere internă (Patent Mahle Komm. Ges.). In : ATA — Giornale ed atti della „Associazione Tecnica dell'Automobile", nr. 2, 1966.

În figura 1 este redată schița unui piston realizat prin îmbinarea mai multor elemente separate.

Capul pistonului este format din două părți diferite, *1* și *2*, îmbinate cu ajutorul buloanelor de legătură *3*.

Extremitățile buloanelor *3* prezintă un diametru mai mare, extremitatea inferioară *4* fiind prinsă în gaura oarbă axială *5*, cu ajutorul cuzinetului de presiune *6*. Capătul superior *7* pătrunde în spațiul *8* din capul propriu-zis *2* al pistonului, sprijinindu-se, prin intermediul organelor de presiune *9*, pe umerii *10* ai manșonului *11* cu filet exterior. Manșonul poate prezenta deplasări axiale, fiind însă împiedicat să se rotească.

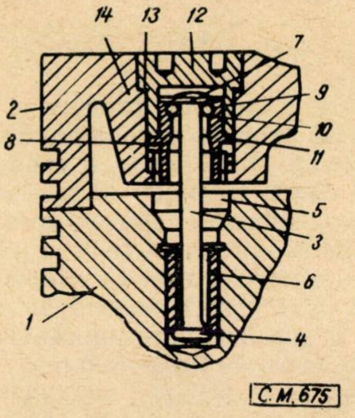


Fig. 1

Spațiul *8* este acoperit cu piulița *12* care obturează deschiderea respectivă și care se sprijină, prin intermediul umerilor *13*, pe umerii *14* ai deschizăturii. Piulița *12* este filetată la interior, înșurubîndu-se pe manșonul *11* cu filet exterior.

Cuplaj cu rigiditate variabilă în funcție de cuplul transmis. In : Machine Design, vol. **37**, nr. 18.

Axul motor și cel condus sînt prevăzute cu cîte un inel *1*, respectiv *2* (fig. 1), cuplate prin intermediul pieselor *3* și *4*. Se observă că, dat fiind modul de prindere al inelelor, prin intermediul brațelor *3* și *4* nu se poate transmite cuplul în stare de repaus.

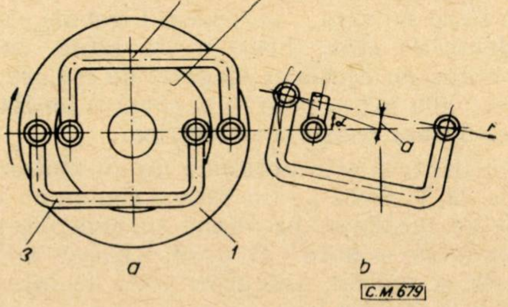


Fig. 1

În momentul în care apare un cuplu rezistent la axul condus, axele brațelor *1* și *2* se depărtează respectiv, astfel încît brațele se deformează ; apare o forță de deformare *F* (fig. 1, *b*) al cărei produs, prin brațul de pîrghie *a*, determină valoarea momentului cuplului transmis.

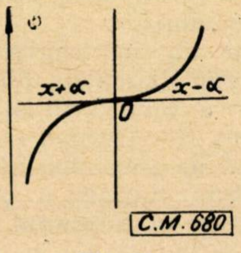


Fig. 2

Figura 2 reprezintă variația momentului transmis *M* în funcție de unghiul de alunecare dintre cele două inele. Cînd cuplul rezistent este nul ($\alpha = 0$), forța determinată de rigiditatea brațelor *1* și *2* ale cuplajelor este nulă.

Cuplaje flexibile. In : Techniques mondiales, aprilie 1966.

În general cuplajele în cadrul cărora se folosesc resorturi sau elastomeri prezintă o capacitate apreciabilă de amortizare a șocurilor sau vibrațiilor. Capacitatea de amortizare poate fi apreciată prin compararea unghiurilor de torsiune pentru un moment nominal transmis sau, mai ales, prin compararea curbei de variație a unghiului de torsiune în funcție de variația momentului transmis.

Alegerea elementului de amortizare (resort metalic, elastomer solicitat la comprimare, încovoiere sau forfecare) este funcție de material și de starea respectivă. În ce privește elastomerii, un element important de apreciere îl constituie decalajul dintre momentul apariției deformației și acela al variației momentului. Apar deci o serie de elemente care nu se pot preciza prin calcul, rezultînd importanța alegerii materialului respectiv în funcție de : regimul de funcționare mediu și maxim, frecvența variațiilor, mărimea amortizării necesare.

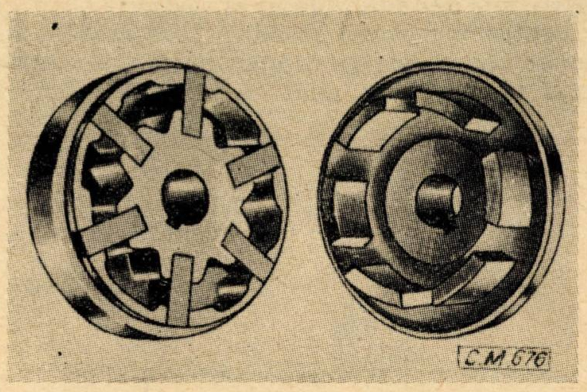


Fig. 1

Un exemplu de cuplaj amortizor este cuplajul cu bandaj de elastomer (Quadriflex, Pollard-Roulements) ; bandajul este cuplat cu ambele discuri prin cele două danturi concentrice. Unghiul de răsucire poate ajunge pînă la 15° ; variația unghiulară posibilă între axe poate ajunge pînă la 1° ; deplasarea radială, 2 mm ; deplasarea axială, 2 mm ; momentul transmis, 1,25—8,25 kgfm ; turația, 1 900—7 600 rot/min.

Figura 1 reprezintă un cuplaj cu benzi de cauciuc solicitate la încovoiere, benzile fiind încastrate în cele două discuri fixate pe arborii transmisiei (Colombes-Flexima, Texrope).

Modelele realizate acoperă o gamă de momente de la 0,5 pînă la 2 500 kgfm, turaţia putînd varia între 960 şi 9 500 rot/min.

La cuplajul din figura 2 (Poly, Sadi-France), legătura dintre arborele motor şi cel condus se realizează prin piese de elastomeri paralelipipedice, dispuse radial pe două zone concentrice.

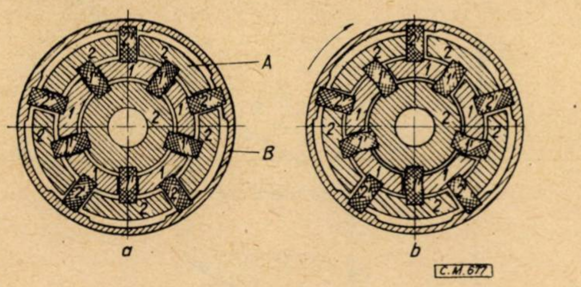


Fig. 2

Piesele elastice *1'* şi *2'* şi cele rigide *1* şi *2* sînt respectiv solidare cu *A* şi *B*.

În timpul funcţionării, piesele elastice sînt supuse la încovoiere, după cum apare în figura 2, *a*. Momentul transmis poate varia, pentru diferite modele realizate, între 2,5 şi 2 500 kgfm, iar turaţia de la 800 la 8 500 rot/min.

Pentru unele modele de mărime redusă, cu o singură zonă de elastomeri, momentul transmis este cuprins între 0,4 şi 3,5 kgfm, iar turaţia între 5 000 şi 10 000 rot/min. Deplasarea radială nu trebuie să depăşească 0,4—0,8 mm, în special pentru turaţii mari.

În figura 3 apare schiţa unui cuplaj cu tampoane de compresiune (Elco — Wulfel) folosit pentru reductoarele de turaţie. Tampoanele pot fi fabricate din material de calitate diferită, în funcţie de variaţia necesară a unghiului de alunecare dintre axul motor şi cel condus.

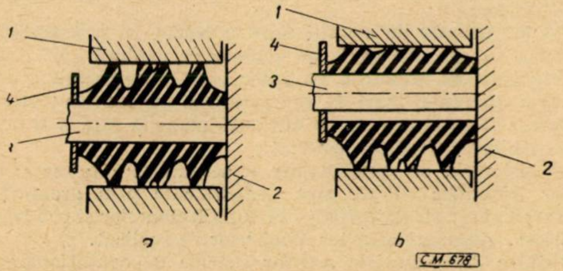


Fig. 3

Figura 3 reprezintă cazurile extreme : fără sarcină (fig. 3, *a*) şi sub sarcină maximă (fig. 3, *b*). S-au reprezentat în figura menţionată discurile *1* şi *2* montate pe axele transmisiei, axul *3* al cuplajului fixat pe discul *2* şi discul opritor *4*.

Alunecarea unghiulară dintre axele transmisiei poate varia între 1,5 şi 5° ; momentul transmis, între 1,5 şi 300 000 kgfm, iar turaţia, de la 200 la 6 000 rot/min.

Compresoare frigorifice cu piston fără ungerea cilindrilor.

V. I. Kopîlov. In : Holodilnaia tehnika, nr. 3, 1965.

Utilizarea uleiului în calitate de agent de ungere prezintă dezavantajul impurificării gazului comprimat. Pentru înlăturarea acestui dezavantaj s-a recurs la construirea compresoarelor fără ungerea cilindrilor, care elimină necesitatea de a separa uleiul, îmbunătăţind condiţiile de schimb de căldură în aparatele care compun instalaţia frigorifică.

Compresoarele fără ungerea cilindrilor se împart în două grupe : cu etanşarea pistoanelor prin labirinturi şi cu segmenţi care nu necesită ungere.

Compresoarele verticale cu cap de cruce, prevăzute cu doi cilindri şi etanşate prin labirinturi, fabricate de către firma ,,Sulzer'', sînt caracterizate prin aceea că reducerea scăpărilor de gaz se realizează cu ajutorul unui filet triunghiular cu pasul de 1,25 mm şi adîncimea de 0,6 mm, tăiat pe suprafaţa laterală a pistonului. Pe suprafaţa interioară a cilindrului, se taie, de asemenea, un filet cu pasul de 0,4 mm şi adîncimea de 0,25 mm.

Lungimea tijei care face legătura între piston şi capul de cruce este mai mare decît la compresoarele obişnuite. Dimensiunile se aleg astfel încît porţiunile unse cu ulei ale tijei să nu intre în presetupa cu teflon a cilindrului care lucrează fără ungere.

Valoarea relativă a pierderii prin labirintul pistonului scade o dată cu creşterea dimensiunilor compresorului, astfel încît utilizarea acestei metode de etanşare devine raţională la puteri frigorifice mai mari de 10 000 kcal/h.

Necesitatea de a asigura jocul minim între piston şi cilindru impune un grad de precizie deosebit de ridicat în execuţia şi montajul compresoarelor etanşate cu ajutorul labirinturilor.

Spre deosebire de compresoarele cu labirinturi, compresoarele prevăzute cu segmenţi din materiale sintetice se realizează şi în construcţie orizontală.

Pistonul este, de obicei, etanşat cu ajutorul segmenţilor executaţi din teflon. Acest material prezintă o stabilitate chimică deosebită în intervalul de temperaturi de la —200° C pînă la +250° C şi presiuni pînă la 500 at, un coeficient de frecare redus pînă la —200° C, o rezistenţă mare la uzură şi o rezistenţă bună la întindere şi încovoiere. Toate aceste calităţi fac ca teflonul să fie un material de neînlocuit în cazul pieselor care lucrează în condiţii de solicitări şi uzură grele, aşa cum sînt segmenţii de piston şi presetupele compresoarelor fără ungere.

Dezavantajele teflonului constă în valoarea importantă a coeficientului de dilatare termică şi în valoarea redusă a coeficientului de conductivitate termică. Aceste dezavantaje se pot atenua într-o măsură importantă prin adăugarea de grafit.

Segmenţii din teflon se utilizează pentru pistoane avînd diametrul pînă la 600 mm şi pot fi executaţi cu tăietură dreaptă sau oblică. Aceşti segmenţi nu sînt elastici, fiind necesară aplicarea lor pe oglinda cilindrului cu ajutorul expandoarelor, astfel încît presiunea segmentului pe cilindru să fie de 0,07—0,15 kgf/cm^2.

Numărul de segmenţi din teflon, în cazul presiunilor mijlocii şi mari, este mai mic decît cel al segmenţilor din fontă. Astfel, din datele firmei americane ,,Coper-Bessemer'' etanşarea formată din cinci segmenţi din teflon a lucrat în condiţii bune timp de 2 000 h într-un detentor cu piston la presiunea de 210 at şi temperatura de —200° C.

Presetupele executate pe bază de teflon lucrează la presiuni de pînă la 350 at şi temperaturi joase.

Compresoarele frigorifice prevăzute cu segmenţi din teflon sînt construite de firme ca Wortington (S.U.A.), Linde şi Demag (R.F.G.). Aceste compresoare se execută mai uşor, au un randament mai mare, perspectivele lor de dezvoltare fiind mai mari decît cele ale compresoarelor etanşate cu labirinturi.

Schimbul de căldură al compresoarelor frigorifice cu mediul ambiant.

B. B. Iakobson. In : Holodilnaia tehnika, nr. 5, 1965.

La funcţionarea compresorului frigorific, o parte din energia primită este transmisă agentului frigorific, restul fiind preluat de către mediul ambiant (direct sau indirect prin intermediul apei de răcire).

Schimbul de căldură cu mediul ambiant are o influenţă importantă asupra indicilor tehnico-economici ai compresorului frigorific.

Spre deosebire de studiul influenţei răcirii cu apă asupra funcţionării compresoarelor de putere frigorifică mijlocie, care a stat în atenţia cercetătorilor, schimbul de căldură al compresoarelor frigorifice direct cu aerul înconjurător constituie o problemă care n-a fost studiată pînă în prezent. Influenţa acestui schimb de căldură asupra funcţionării compresoarelor frigorifice mici este mult mai importantă decît în cazul compresoarelor de puteri mijlocii şi mari, din mai multe motive, şi anume :

1) la compresoarele mici suprafaţa cilindrului care revine la 1 kgf/l agent frigorific este mai mare ;

2) la compresoarele capsulate există o sursă suplimentară de căldură, şi anume electromotorul, astfel că toate pierderile electrice se transformă în căldură, mărind temperatura mantalei care se apropie de temperatura peretelui cilindrului ;

3) compresoarele mici fac parte din agregate prevăzute cu condensatoare răcite cu aer, astfel încît acţiunea ventilatorului duce la intensificarea schimbului de căldură al ciclului cu mediul ambiant.

Influenţa schimbului de căldură cu mediul ambiant asupra funcţionării compresorului poate fi apreciată cu ajutorul următorilor indici :

— temperatura pieselor compresorului, electromotorului şi agenţilor frigorifici ;

— coeficienţii de lucru ai compresorului ;

— cantitatea de căldură cedată în mediul ambiant care corespunde la 1 kgf agent frigorific aflat în circulaţie prin instalaţie ;

— raportul între cantitatea de energie cedată mediului ambiant şi întreaga energie primită de compresor ;

— raportul între cantitatea de căldură evacuată de la compresor şi sarcina termică a condensatorului.

Analizînd fiecare indice în parte, pe baza unui material experimental original, autorul ajunge la concluzia că evacuarea căldurii în mediul ambiant reduce temperaturile, îmbunătăţeşte coeficienţii de lucru şi reduce sarcina termică a condensatorului ; o răcire prea intensă a compresorului este legată şi de un dezavantaj provocat de diluarea freonului în ulei în timpul repausului, care poate duce în momentul punerii în funcţiune la apariţia unor lovituri hidraulice.

În concluzie, în articol se subliniază necesitatea de a acorda o atenţie deosebită intensificării schimbului de căldură al compresorului cu mediul ambiant prin folosirea următoarelor metode :

— mărirea suprafeţei exterioare cu ajutorul nervurilor ;

— mărirea suprafeţei de răcire prin introducerea unor răcitoare nervurate suplimentare în care se răceşte în mod obişnuit uleiul de ungere ;

— introducerea unui condensator prealabil în care să se condenseze o parte din freonul care se va vaporiza într-o serpentină cufundată în ulei ;

— răcirea compresoarelor capsulate cu ajutorul unei cămăşi de apă, aşa cum procedează firma DWM (R.F.G.) ;

— răcirea compresorului cu ajutorul unui ventilator special în cazul agregatelor prevăzute cu condensatoare răcite cu apă.

Utilizarea maşinilor frigorifice cu compresiune de aer în sistemele de condiţionare a aerului. V. I. Prohorov. In : Holodilnaia tehnika, nr. 6, 1965.

Maşinile frigorifice cu aer sînt utilizate pentru condiţionarea aerului mai ales în aviaţie şi mine. Perfecţionarea acestor maşini şi dezvoltarea tehnicii de condiţionare a aerului deschid perspective largi pentru folosirea maşinilor frigorifice cu aer şi în alte domenii.

Dezavantajul principal al acestor maşini frigorifice în comparaţie cu maşinile frigorifice cu vapori constă în consumul suplimentar de energie pentru producerea unităţii de cantitate de frig, ca urmare a ireversibilităţii interne şi externe a ciclului de funcţionare. Acest dezavantaj se manifestă în cazul cînd temperatura obiectului răcit se menţine constantă. În caz contrar, ciclul de comparaţie al maşinii frigorifice cu vapori este diferit de ciclul $1-2'-3\ 4'-1$ cu care se compară în mod obişnuit ciclul $1-2-3-4-1$ al maşinii frigorifice cu aer, reprezentat în diagrama $T-S$ din figura 1.

Din studiul ciclurilor de comparaţie ale maşinilor frigorifice cu vapori analizate, care ar satisface diferitele sisteme de condiţionare a aerului, rezultă că utilizarea maşinilor frigorifice cu aer în sistemele de condiţionare a aerului devine raţională din următoarele motive, şi anume :

— puterea frigorifică specifică a aerului, care are valori reduse, încetează să mai joace rolul important pe care îl avea în tehnica frigului, deoarece în primul rînd pentru efectuarea procesului $4-1$, în toate sistemele este necesar să fie răcit chiar aerul, iar în al doilea rînd, dezavantajul arătat se atenuează prin utilizarea turbomaşinilor.

— datorită faptului că în sistemul de condiţionare echipat cu o maşină frigorifică cu aer nu există un agent special şi un purtător de frig intermediar, se reduc pierderile de frig provocate de ireversibilitate în conducte şi schimbătoarele de căldură ;

— în multe instalaţii staţionare există posibilitatea răcirii aerului comprimat cu ajutorul apei avînd o temperatură mai redusă decît cea a aerului înconjurător, ceea ce permite mărirea considerabilă a puterii frigorifice utile a ciclului în principal prin uscarea aerului ;

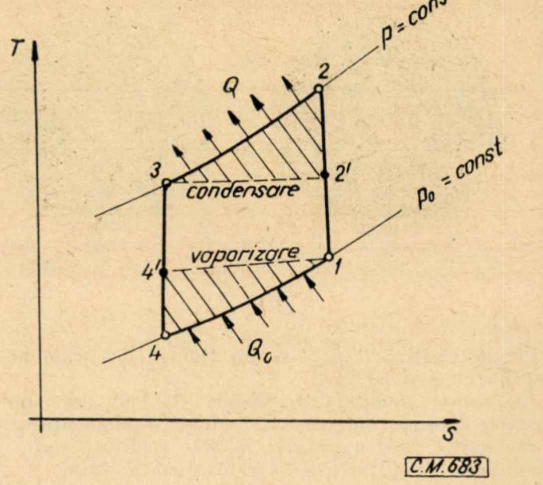


Fig. 1

— temperatura destul de ridicată a aerului comprimat şi existenţa unor consumatori apropiaţi oferă posibilitatea utilizării căldurii de compresie în sistemele tehnico-sanitare (alimentarea cu apă caldă) ;

— utilizarea maşinii frigorifice cu aer ca ventilator simplifică construcţia sistemului de condiţionare şi reduce consumul de energie ;

— în sistemul de condiţionare prevăzut cu o maşină frigorifică cu aer, procesele de schimb de căldură sînt destul de eficiente, ca urmare a vitezelor mari de deplasare a aerului şi a diferenţei mari de temperatură, iar procesul util de cedare a frigului are loc cu eficienţă maximă fără a fi necesare schimbătoarele de căldură ;

— sistemele de condiţionare a aerului care folosesc maşinile frigorifice cu aer sînt caracterizate prin greutăţi şi dimensiuni reduse datorită lipsei vaporizatoarelor şi condensatoarelor, automatizarea lor fiind uşor de realizat.

Printre dezavantajele acestor sisteme de condiţionare se numără zgomotul (80—100 decibeli), dificultăţile de reglaj al umidităţii şi consumul sporit de energie, ca urmare a ireversibilităţii proceselor reale de compresie şi destindere.

Din calculul tehnico-economic efectuat rezultă că majoritatea cheltuielilor de exploatare în sistemele de condiţionare prevăzute cu maşini frigorifice cu aer sînt mai mici decît în cazul utilizării maşinilor frigorifice cu freoni. Studiile arată că sistemele de condiţionare prevăzute cu turbodetentoare sînt de 1,5 ori mai economice decît sistemele termoelectrice de răcire, sistemele cu jet de abur şi de cîteva ori mai economice decît cele cu efect de răcire turbionar.

Din analiza efectuată, autorul trage concluzia că, într-o serie de cazuri, utilizarea maşinilor frigorifice cu aer trebuie să dobîndească o sferă mai largă de aplicare în sistemele de condiţionare a aerului.

Aliaje noi pentru schimbătoarele de căldură. In : The Nickel Bulletin, vol. **38**, nr. 1—2.

Conductibilitatea termică ridicată a nichelului îl face corespunzător pentru a fi folosit în construcţia schimbătoarelor de căldură. Totuşi, utilizarea acestui metal în acest scop prezintă inconveniente datorită elasticităţii reduse la temperaturi ridicate.

Un nou aliaj nichel-niobiu (brevet belgian nr. 650026 — Internaţional Nickel Co.) îmbină în mod corespunzător prietăţile termice şi caracteristicile mecanice necesare în cazul construcţiei schimbătoarelor de căldură.

Aliajul conţine 1 % pînă la 7,5 % niobiu (conţinutul optim este cuprins între 1,2 şi 3,5 %) şi 0,07 % pînă la 1 % carbon (de preferat 0,2 pînă la 0,4 %). Raportul în greutate între conţinutul de carbon şi cel de niobiu este cuprins între 6/1 şi 26/1 (se recomandă, în special, între 7/1 şi 15/1). Restul aliajului este format din nichel.

Impurităţile nu trebuie să depăşească 1,75 %.

Lubrifianţi conţinînd iod. In : Machine Design, 9 decembrie 1965.

În scopul lubrifierii suprafeţelor în frecare din oţel inoxidabil, titan sau alte metale şi aliaje, pentru care nu se pot utiliza lubrifianţi obişnuiţi, s-au realizat o serie de produse noi conţinînd iod, care prezintă, după încercările efectuate, coeficienţi de frecare cu circa 75 % mai mici decît în cazul lubrifianţilor clasici, rezultînd în acelaşi timp o uzură redusă a suprafeţelor respective.

Uleiurile iodate realizate conţin compuşi pe bază de iod, cu proprietăţi de lubrifiere excepţionale pentru titan, oţel inoxidabil, plumb, nichel, adică în general pentru metalele a căror suprafaţă se acoperă cu un strat de oxid, insensibil la acţiunea iodului.

În cazul cînd apar pe suprafeţele în contact porţiuni cu frecare uscată, asperităţile inerente se sudează şi apoi se rup, lăsînd metalul pur la exterior ; pe aceste porţiuni astfel curăţate acţionează iodul, formînd un film protector de cîţiva atomi grosime. Filmul astfel realizat prezintă caracteristici similare grafitului şi nu se descompune în prezenţa eventuală a apei.

Compuşii iodaţi nou realizaţi pot fi folosiţi fie direct, fie dizolvaţi în lubrifianţi obişnuiţi, care capătă astfel calităţile precizate.

Cap de găurit de turaţie mare cu lagăre cu aer. In : Rivista di Meccanica, nr. 376, 1966.

Pentru realizarea găurilor de diametru redus, burghiul folosit trebuie să aibă o turaţie ridicată. De exemplu, dacă pentru găuri de 6,5 mm diametru este suficientă o turaţie de 1000 rot/min, pentru diametrul de 0,025 mm este necesară o turaţie de 250 000 rot/min, în scopul obţinerii unei aceleiaşi viteze tangenţiale. Natural, nu se pot realiza turaţii atît de ridicate cu ajutorul motoarelor electrice sau multiplicatoarelor de turaţie.

În figura 1 apare un cap de găurit cu mandrină cu turbină cu aer (Barden Corp.-Denbury) prevăzută cu lagăre cu aer şi care permite realizarea unei turaţii de 250 000 rot/min.

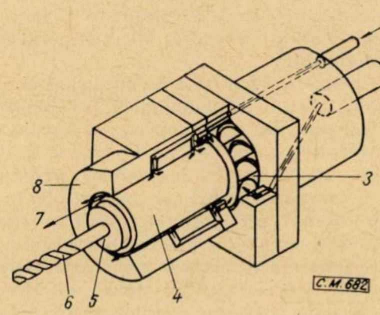


Fig. 1

Notaţiile din figură reprezintă : *1* — intrarea aerului în turbină, *2* — intrarea aerului în spaţiile libere din carcasă, *3* — rotorul turbinei, *4* — axul turbinei, *5* — dispozitivul de prindere a burghiului, *6* — burghiul, *7* — ieşirea aerului, *8* — carcasa capului de găurit.

Jocul din axul turbinei şi lagăr este minim (sub 1,25 μm toleranţă), suprafeţele respective fiind în mod corespunzător finisate (rugozitate sub 0,25 μm).

Forţa de apăsare a burghiului poate fi reglată variind presiunea aerului care acţionează turbina (1,8—3,6 kgf axial şi 1,1—1,8 kgf radial).

Capul de găurire descris permite realizarea găurilor de diametru cuprins între 2, 4 şi 0,025 mm, în funcţie de materialul prelucrat.

Se pot prelucra în special materiale plastice armate cu fibre de sticlă. Dispozitivul funcţionează fără vibraţii ; turaţia poate fi uşor reglabilă, iar suprafeţele prelucrate sînt foarte curate.

Diametrul dispozitivului este de 41,5 mm, lungimea de 76,2 mm, iar greutatea 0,8 kgf ; presiunea aerului la intrarea în turbină 5,6 kgf/cm^2.

Piuliţă înecată de blocare cu filet dublu. In : Machine Design, 14 octombrie 1965.

Dispozitivul de fixare considerat apare în figura 1. Cele două piese *1* şi *2* sînt fixate prin intermediul piuliţei înecate *3* şi al şurubului *4*.

Piuliţa *3* are la exterior un filet pe stînga *5*, la interior un filet pe dreapta *6* şi prezintă o prelungire tubulară *8*, care pătrunde prin piesa *2*. Şurubul *4* poate fi înşurubat în piuliţa *3*, trecînd prin prelungirea tubulară *6*.

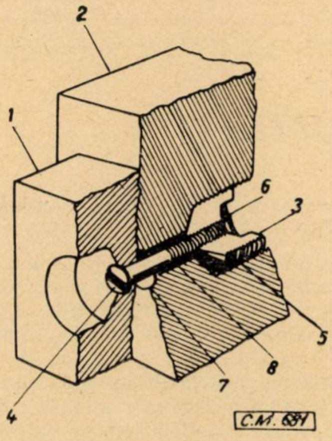


Fig. 1

Piuliţa este înşurubată în locaşul filetat respectiv al piesei *2*, prelungirea tubulară *6* străbătînd piesa *2*, iar extremitatea respectivă fiind deformată *7* pentru a împiedica ieşirea piuliţei.

Prin înşurubarea şurubului *4* şi datorită acţiunii reciproce a celor două filete opuse ale piuliţei *3*, aceasta este presată pe fundul conic al locaşului din piesa *2* ; se realizează astfel o stringere puternică între cele două piese *1* şi *2*.

Discontinuităţi superficiale la oţelul inoxidabil sudat prin puncte. In : Welding Journal, nr. 9, 1965.

În cazul sudării prin puncte a oţelurilor austenitice inoxidabile se constată uneori, la marginea zonelor încălzite, unele discontinuităţi care se pare că ar determina o reducere a rezistenţei la oboseală.

Analiza metalografică a zonelor de discontinuitate şi încercările practice realizate au precizat rolul unor parametri ai sudării în apariţia fenomenului. O parte din încercări au fost efectuate pe epruvete sudate supuse în prealabil solicitărilor la oboseală, atît la temperatura mediului ambiant, cît şi la temperaturi foarte joase.

Rezultatele încercărilor au permis concluzia că discontinuităţile observate se datoresc dezechilibrului termic în zona considerată, cauzat fie de o încălzire excesivă, fie de o transmitere defectuoasă a căldurii.

S-a mai constatat că fenomenul apariţiei discontinuităţilor este funcţie, în special, de variaţia presiunii electrozilor sau de valoarea curentului de sudare şi, mai puţin, de durata încălzirii sau de raza vîrfului electrozilor.

În ce priveşte efectele existenţei discontinuităţilor asupra comportării îmbinării la solicitări de oboseală, analiza experimentală efectuată a permis să se stabilească că dacă aceste discontinuităţi se situează în zonele de concentrare a tensiunilor, efectul lor este similar cu cel al crăpăturilor incipiente; totuşi crăpăturile de oboseală nu apar întotdeauna, iar originea lor este de obicei în zona marginii punctului de sudură.

În general, concluzia ce se desprinde arată că discontinuităţile constatate nu sînt mai primejdioase pentru comportarea la oboseală a îmbinării respective decît o structură normală a materialului.

O nouă metodă de realizare a pulberilor metalice de mare fineţe şi puritate. In: Engineers'Digest, august 1965.

O nouă metodă pentru realizarea pulberilor metalice foarte fine, bazată pe un proces chimic special în trei etape, a fost pusă la punct în S.U.A. şi s-a dovedit a permite obţinerea unor produse de mare fineţe şi puritate.

Diametrul particulelor poate varia între 0,254 mm şi 0,00254 mm. Metoda de fabricaţie comportă — datorită fineţei particulelor — procedee speciale de manipulare şi încercare a produsului realizat.

Variind compoziţia chimică a pulberilor utilizate, presiunea şi ciclul de sinterizare, se pot obţine materiale cu o structură poroasă continuă şi foarte fină.

Materialul poros obţinut poate fi folosit pentru construcţia filtrelor, diafragmelor, membranelor etc.

O aplicaţie interesantă constă în realizarea — din aceste materiale — a inelelor de reţinere pentru lagărele autolubrifiante; încercările au precizat că după o perioadă de funcţionare de 3000 ore proprietăţile de lubrifiere au rămas neschimbate. În plus temperatura de funcţionare poate depăşi limita normal admisă, rezultînd concluzia că structura metalică microporoasă este mult mai corespunzătoare decît o structură puţin fină.

Proprietăţile fizice şi chimice ale pulberilor obţinute permit realizarea directă a magneţilor fără necesitatea folosirii operaţiilor intermediare de calcinare, amestecare şi măcinare.

Pulberile obţinute mai pot fi utilizate pentru fabricarea benzilor de imprimare, a întreruptoarelor, transductoarelor, magneţilor permanenţi etc.

Vor mai putea fi folosite pentru călirea la temperatură înaltă a aliajelor rezistente la temperatură (între 1085 şi 1313° C); rezultate corespunzătoare au şi fost obţinute pentru matriţele monometalice din cupru sau nichel.

Recenzii

GH. BUZDUGAN ŞI M. BLUMENFELD. **Tensometria electrică rezistivă.** Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

Dificultăţile întîmpinate adesea în studiul teoretic al organelor de maşini şi elementelor de construcţii (mai ales al celor complicate), pe baza elasticităţii şi plasticităţii, au impus folosirea din ce în ce mai intensă a metodelor experimentale.

Una dintre acestea, care în ultimii ani a luat o mare dezvoltare datorită avantajelor pe care le oferă, este tensometria electrică. Deşi apariţia acesteia este de dată relativ recentă, ea s-a dezvoltat mult, astfel încît astăzi nu se mai poate imagina efectuarea de cercetări în construcţia de maşini şi în construcţiile industriale, în ce priveşte stabilirea stării de eforturi şi de deformaţii, studiul vibraţiilor etc., fără folosirea tensometriei electrice. Deformaţiile mecanice ale pieselor sînt transformate în mărimi electrice cu ajutorul diferitelor categorii de traductoare (rezistive, inductive, capacitive etc.). O dezvoltare mai deosebită o au în prezent traductoarele tensometrice rezistive, care corespund în cele mai bune condiţii tuturor cerinţelor practice (măsurarea cu precizie ridicată a deformaţiilor statice şi dinamice, dimensiuni şi greutăţi mici, stabilitatea etalonării, instalare rapidă, preţ redus, independenţă faţă de variaţiile de temperatură etc.). Prin intermediul traductorului, lipit pe piesa supusă la diverse solicitări, deformaţiile mici ale piesei sînt transcrise prin suportul firului tensometric care, modificîndu-şi geometria (lungimea şi secţiunea transversală) şi rezistivitatea electrică, suferă o variaţie a rezistenţei sale ohmice şi, ca urmare, produce o variaţie de curent sau tensiune într-un aparat de înregistrare, prin intermediul unei punţi Wheatstone.

Lucrarea de mai sus reprezintă o primă monografie în limba română, în care sînt expuse problemele referitoare la metodele de lucru folosite în tensometrie, posibilităţile acesteia, tehnologia curentă de lucru în măsurarea tensometrică, tipurile cele mai uzuale de aparate utilizate în momentul de faţă, prezentarea domeniilor de aplicaţie ale metodei etc. La redactare, autorii au folosit o bogată bibliografie din literatura tehnică de specialitate, atît din cea universală, cît şi din cea publicată în limba română, la care s-a adăugat şi experienţa proprie a autorilor acumulată cu ocazia efectuării a numeroase cercetări la catedra de rezistenţa materialelor din Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej” din Bucureşti.

Într-un prim capitol al lucrării se prezintă o clasificare a aparatelor tensometrice. Capitolul 2 prezintă traductorul tensometric rezistiv, cu elementele ce caracterizează tipurile de traductoare: materialul elementului sensibil, adezivul care asigură legătura dintre piesă şi suportul traductorului, materialul suportului, legăturile dintre elementul sensibil şi firele de conexiune etc.

În capitolul 3 sînt prezentate proprietăţile traductoarelor şi factorii care le influenţează, cum sînt: efectele temperaturii, umidităţii, diverşilor agenţi chimici, fluajul traductoarelor tensometrice, oboseala acestora etc.

Capitolul 4 se ocupă de tehnologia pregătirii măsurărilor tensometrice, capitol care are o deosebită importanţă, deoarece de modul cum a fost pregătită măsurarea depinde cel mai adesea succesul măsurării. În afară de alegerea locului de măsurare şi a celui mai indicat tip de traductor în raport cu problema de studiat, au o deosebită importanţă şi o serie de alte operaţii, precum: curăţarea locului de lipire a traductoarelor, lipirea acestora, montarea şi protejarea lor, uscarea şi verificarea finală a traductoarelor înainte de măsurare.

Capitolul 5 tratează problemele ce privesc circuitul electric pentru măsurarea tensometrică: circuite şi alimentarea acestora, circuite de măsurare în punte (Wheatstone) şi potenţiometric. Sînt prezentate, de asemenea, în afară de metodele de măsurare pentru circuitul în punte: metoda zero, metoda punţii dezechilibrate, metoda de referinţă etc. şi metodele pentru compensarea efectului variaţiei de temperatură asupra rezistenţei traductorului.

Capitolul 6 se referă la aparatele de măsurare şi accesoriile utilizate în tensometria statică şi dinamică, precizînd: elementele constitutive ale punţilor tensometrice, scheme de măsurare, aparate înregistratoare, metodele de etalonare a circuitelor de măsurare etc. Montarea traductoarelor pentru studiul diverselor stări de eforturi viitoare este prezentată în capitolul 7, în care se dau indicaţii preţioase referitoare la rozete tensometrice, măsurarea momentelor încovoietoare şi a momentelor de răsucire, determinarea direcţiilor principale ale eforturilor unitare, atît cu ajutorul cercului lui Mohr, cît şi cu ajutorul nomogramelor, precum şi studiul erorilor în măsurările tensometrice.

În afară de aflarea eforturilor unitare obţinute din măsurarea deformaţiilor, tensometria electrică rezistivă poate fi folosită la determinarea a numeroşi parametri mecanici şi fizici, cum sînt: forţe (sarcini), presiuni, cupluri mecanice, vibraţii etc. cu ajutorul captoarelor — construcţii mecanice, în care sînt înglobate elemente elastice, pe care se lipesc traductoare tensometrice rezistive. Descrierea diferitelor tipuri de captoare, precum şi etalonarea acestora, sînt prezentate în capitolul 8.

În ultimul capitol al lucrării sînt grupate o serie de date importante pentru folosirea judicioasă a tensometriei rezistive, indicîndu-se: domeniile de aplicare a măsurărilor, metodica unei măsurări tensometrice, măsurarea deformaţiilor mari, studiul tensiunilor interne, studiul concentrărilor de eforturi unitare, precum şi indicaţii referitoare la unele măsurări specifice, cum sînt : măsurări de vibraţii, şocuri, forţe de aşchiere, eforturi în maşinile de ridicat etc.

Monografia ,,Tensometria electrică rezistivă" prezintă la nivelul cunoştinţelor actuale, metodele de lucru în tensometrie şi numeroase aplicaţii din cele mai variate domenii ale tehnicii, la care tensometria electrică are un rol important. Este o lucrare valoroasă, indispensabilă pentru laboratoarele de cercetări şi din învăţămînt, din uzine şi de pe şantiere, fiind destinată inginerilor, cercetătorilor, cadrelor didactice, proiectanţilor şi constructorilor din uzine. Lucrarea umple un mare gol resimţit în literatura noastră tehnică.

M. GUILLON. **Studiul şi calculul sistemelor hidraulice** (traducere din limba franceză). Moscova, Maşghiz, 1964.

Lucrarea conţine analiza statică şi dinamică, precum şi metodele de calcul al servomecanismelor hidraulice. Ea redă schemele servomecanismelor hidraulice moderne cu mecanisme de distribuţie avînd sistemul de punere în funcţiune a semnalului de comandă mecanic şi, respectiv, electric. La baza acestei lucrări au stat materialele cercetărilor teoretice şi experimentale obţinute în urma unei îndelungate activităţi desfăşurate în domeniul transmisiilor hidraulice pentru aviaţie.

Cartea conţine atît legile şi metodele de bază ale analizei sistemelor hidraulice, cît şi exemple de calcul luat din practică. Analiza teoretică a sistemelor hidraulice, care, în genere, este laborioasă şi complexă, datorită obţinerii unor dependenţe exprimate prin funcţii neliniare, este mult simplificată — în majoritatea cazurilor prezentate — prin liniarizarea acestora în vecinătatea punctului care reprezintă însăşi cazul funcţionării sistemului. Pentru aceste considerente, cartea a fost împărţită în mod firesc în următoarele două părţi, care reprezintă în fapt, două stadii consecutive de cercetare a sistemelor hidraulice:

— analiza statică, adică analiza sistemului cu regimul considerat — static şi analiza dinamică, adică analiza stabilităţii, rapidităţii, preciziei şi fidelităţii sistemului.

În sfîrşit, o ultimă parte prezintă cazurile de rezolvare a problemelor concrete cu ajutorul metodelor de analiză enunţate.

Practica calculelor sistemelor hidraulice arată că toate problemele care iau naştere se reduc în final la un cerc de probleme destul de restrîns. Acestora le corespund, de fapt, titlurile capitolului 8.

În linii mari, lucrarea prezintă un capitol destinat calculelor hidraulice aferente tuturor felurilor de energie ale lichidului, sistematizînd într-o tabelă centralizatoare formele de calcul şi coeficienţii uzuali.

În capitolul 2 se analizează problemele privind deplasarea lichidului comprimat, puterea hidraulică şi acumularea, respectiv, transmiterea şi distribuirea energiei hidraulice în lichid. În continuare, în capitolul 3 sînt prezentate caracteristicile hidraulice ale elementelor componente ale sistemelor hidraulice ca : generatoare hidraulice, elemente pasive monosens, organe de comandă hidraulică şi de reglare etc., precum şi metodele de cercetare a sistemelor de urmărire cu ajutorul caracteristicilor hidraulice, cu exemplificări concrete.

Capitolul 4 este rezervat studiului eforturilor statice şi dinamice ce apar în elementele sistemelor hidraulice, iar capitolul 5 este dedicat în întregime deducerii şi stabilirii ecuaţiilor sistemelor hidraulice, cu liniarizarea ecuaţiilor, adică transformarea ecuaţiilor neliniare în ecuaţii echivalente liniare.

În capitolul 6 sînt redate metodele de calcul al caracteristicilor dinamice, cum sînt : funcţia de transmisie, stabilitatea, rapiditatea, precizia şi fidelitatea, precum şi insuficienţa amortizării, specifică sistemelor hidraulice, inclusiv cazul introducerii în calculul sistemelor slab amortizate a frecării ,,Koulonov".

În această ordine de idei se prezintă şi graficele lui Hell şi Blek.

Capitolul 7 tratează problemele servomotorului hidraulic sub toate aspectele de calcul şi se încheie cu prezentarea schematică a cîtorva dintre cele mai interesante tipuri de servomotoare. In anexa acestui capitol se prezintă calculul stabilităţii sistemului de urmărire automată a presiunii şi exemple de oscilograme înregistrate cu ocazia unor cercetări.

Aşa cum am amintit la început, capitolul 8 este consacrat în întregime exemplelor de calcul practic al unor probleme concrete din construcţia servomotoarelor şi sistemelor de comandă hidraulice.

Lucrarea, destinată specialiştilor din domeniul acţionărilor hidraulice, prezintă un deosebit interes tocmai prin numeroasele exemple tipice de calcul.

A.A. GUREEV. **Benzine pentru automobile.** Moscova, Gostoptehizdat, 1964.

În această lucrare, tratînd o temă deosebit de interesantă pentru exploatarea motoarelor de automobil, autorul îşi propune să prezinte, unui larg cerc de tehnicieni şi ingineri din acest domeniu, cunoştinţele de bază cu privire la calităţile de exploatare ale benzinelor pentru automobile.

În linii mari, în lucrare se descriu mijloacele de obţinere a benzinelor pentru auto, calităţile lor, particularităţile de utilizare şi depozitare, cum şi metodele cele mai indicate de economisire a acestor carburanţi.

Totodată, lucrarea conţine datele cele mai complete asupra sortimentelor de benzine indigene (din U.R.S.S.) şi a celor străine.

În detaliu, autorul redă, în primul capitol, metodele de distilare a benzinelor de automobil, din petrol şi alte materii prime.

În capitolele II — X sînt abordate pe rînd probleme privind calităţile şi comportarea benzinei ca fluid de carburaţie. Astfel, se prezintă în amănunt procesul de ardere a benzinei în motorul auto, legătura acestui proces cu calităţile de carburaţie ale benzinelor, compoziţia fracţionară a benzinelor auto, cum şi calităţile antidetonante ale acestora pe diverse trepte de distilare, antidetonatorii cei mai uzuali şi formule de etilare a benzinelor auto, cu sublinierea particularităţilor de folosire în exploatare a benzinelor etilate.

În continuare, autorul analizează problema stabilităţii chimice a benzinelor auto, tendinţa acestora de a forma calamină în motor, completată cu aspecte ale agresivităţii de corodare a benzinelor auto.

În capitolele XI — XIII sînt prezentate problemele legate de schimbarea proprietăţilor fizico-chimice şi pierderile naturale care intervin în timpul consumării benzinelor, metodele de restabilire a calităţilor benzinelor de automobile şi căile de realizare a economiilor de benzină în exploatarea automobilelor.

În încheiere, autorul prezintă în capitolele XIV — XV o largă gamă de benzine de producţie indigenă pentru automobile, cum şi sortimentele cele mai uzuale de benzine auto din alte ţări.

În anexă sînt redate preţioase tabele legate de :

— corecţia de temperatură la determinarea densităţii benzinelor auto ; recalcularea cantităţilor volumetrice ale benzinelor, în funcţie de cantităţile gravimetrice ; recalcularea (determinarea) concentraţiilor TES şi a lichidelor etilice ; normele de pierderi limită admisibile ale benzinelor auto şi componentelor acestora în timpul conservării, recepţiei şi livrării acesteia ; normele de pierderi limită admisibile ale benzinelor auto şi ale componentelor acestora în timpul transportului.

Prin caracterul ei de originalitate, lucrarea contribuie la îmbogăţirea documentării specialiştilor din domeniul exploatării automobilelor.

Cronică

Realizări şi perspective în proiectarea şi construcţia de utilaj petrolier

În zilele de 10—11 iunie a.c. a avut loc în Bucureşti sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifice cu tema „Realizări şi perspective în proiectarea şi construcţia de utilaj petrolier", organizată de Institutul de proiectări şi cercetări utilaj petrolier, la care au participat numeroşi specialişti, ingineri şi tehnicieni din Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, Ministerul Petrolului, Institutele de cercetări ale Academiei şi de învăţămînt superior, întreprinderile constructoare de utilaj petrolier.

După cuvîntul de deschidere rostit de tovarăşul adjunct al ministrului, ing. *I. Tudose*, ing. *A. Mihăilescu*, directorul Institutului de proiectări şi cercetări utilaj petrolier, a arătat contribuţia institutului la dezvoltarea producţiei utilajului petrolier şi perspective pentru perioada 1966—1970.

S-au prezentat apoi următoarele referate :

— Instalaţii de foraj de mare adîncime. Tipizarea parametrilor principali şi probleme constructive de bază, de ing. *Viorel Cristea*, Laureat al Premiului de Stat — I.P.C.U.P., în care se precizează parametrii principali funcţionali şi constructivi ai instalaţiilor de foraj de mare adîncime şi modul în care sînt tipizaţi, respectiv standardizaţi, în ţara noastră şi în alte ţări, insistîndu-se asupra ultimei revizuiri STAS 6234-60 şi asupra standardelor A.P.I. şi se prezintă unele probleme constructive ce apar la o serie de utilaje din componenţa instalaţiei de foraj.

— Contribuţii la definirea parametrilor caracteristici pentru turle şi masturi de foraj, în lumina normelor de circulaţie internaţională, de ing. *E. Nicoară*, Laureat al Premiului de Stat – I.P.C.U.P., în care se tratează problema definirii şi precizării parametrilor masturilor şi turlelor în vederea realizării unor parametri superiori.

— Studii şi cercetări experimentale asupra comportării dinamice a unor instalaţii de foraj româneşti în condiţii de exploatare, de ing. *I. Hirsch* — I.P.G.G., ing. *I. Vlad* — I.P.G.G., ing. *O. Preda* — I.P.G.G., ing. *S. Partenie* — I.P.G.G., în care sînt expuse problemele generale ale studiului dinamic al maşinilor cu aplicare la instalaţiile moderne de foraj, acordîndu-se o atenţie deosebită sistemului de manevră, prezentîndu-se metodologia folosită, aparatura de măsură şi înregistrare, cum şi rezultatele măsurărilor efectuate.

— Aspecte privind exploatarea instalaţiilor de foraj de mare adîncime, realizate în ţară, de ing. *C. Mihăilescu* — Ministerul Petrolului, în care se prezintă aspecte privind comportarea în exploatare a instalaţiilor 3DH-200 şi 4DH-315, date privitoare la timpul de montare şi demontare a acestora, cum şi aspecte economice şi de exploatare.

— Exportul de instalaţi de foraj şi utilaj petrolier. Contribuţia I.P.C. U.P. la realizarea şi intensificarea exportului, de ing. *C. Melian* — Industrialexport, în care sînt arătate principalele realizări şi dinamica exportului, în special în ultimul cincinal, cum şi perspectivele exportului de utilaj petrolier în viitor.

— Comportarea utilajului petrolier românesc în exploatare, de ing. *G. Andreescu* — Ministerul Petrolului, în care se prezintă aspecte din comportarea în serviciu a acestor utilaje, printre care şi comparaţii între comportarea în exploatare a diferitor soluţii constructive (de exemplu cilindrii pompelor de noroi cu filet în corp sau în capac).

— Acţionări electrohidraulice în instalaţiile de foraj, de ing. *N. Peligrad*, Laureat al Premiului de Stat — I.P.C.U.P., în care sînt indicate caracteristicile ce se obţin la instalaţiile de foraj cu 75 şi 150 tf prin utilizarea acestui sistem de acţionare, cum şi modalităţile de transformare a instalaţiilor acţionate Diesel în instalaţii acţionate electric.

— Aspecte constructive şi tehnologice noi, de proiectare şi execuţie a agregatelor de cimentare şi fisurare hidraulică şi prevenitoare de erupţie, de ing. *P. Rafă*, care cuprinde o sinteză a experienţei acumulate de Uzina „1 Mai"— Ploieşti la proiectarea şi realizarea agregatelor de cimentare şi fisurare hidraulică de 400 şi 700 kgf cm^2 şi a instalaţiilor de prevenire a erupţiilor cu acţionare hidraulică de 210, 350 şi 700 kgf cm^2, subliniindu-se o serie de probleme de proiectare şi tehnologie de execuţie a corpurilor de configuraţii complicate cu pereţi groşi, supuse la presiuni înalte pînă la 1050 kgf/cm^2.

— Metode noi pentru alegerea cuplajelor elastice în transmisiile mecanice de forţă, de ing. *N. Hamburger*, în care se prezintă unele metode de calcul mai precise al eforturilor şi deformaţiilor cuplajelor elastice în cursul funcţionării.

— Contribuţii la studiul funcţionării ambreiajelor cu fricţiune, folosite la instalaţiile moderne de foraj, de prof. *I. Minoiu*, ing. *Gh. Oncescu*, ing. *V. Ulmanu*, ing. *D. Vasiloiu* şi ing. *Gh. Lazaride* — I.P.G.G., în care se prezintă relaţiile pentru calculul duratelor diferitelor faze ale procesului de ambreiere şi pentru calculul solicitărilor termice ale acestor ambreiaje, analizîndu-se şi posibilităţile folosirii ambreiajului cu burduf pe arborele troliului de foraj.

— Aspecte privind comportarea în exploatare a sapelor de foraj cu conuri, de ing. *S. Seiceanu* — Comitetul geologic, în care se analizează condiţiile de lucru, în încheiere trăgîndu-se unele concluzii privind condiţiile optime de presiune diferenţială care trebuie creată în talpă pentru obţinerea unor randamente maxime la săpare.

— Aspecte şi tendinţe în construcţia sapelor de foraj, de ing. *D. Constantinescu* — I.P.C.U.P., în care se prezintă îmbunătăţiri constructive ce pot fi aduse diferitelor tipuri de sape.

— Procedee şi scule moderne pentru rezolvarea unor accidente de fund din sondele de foraj şi extracţie, de ing. *A. Popovici* — I.P.C.U.P., în care se descriu cîteva tipuri de scule moderne care nu sînt intrate în uzul şantierelor, prezentîndu-se unele date tehnice şi modul de utilizare.

— Pompe speciale de adîncime acţionate prin prăjini, de ing. *A. Purcel* şi ing. *T. Bălufescu* — I.P.C.U.P., în care se recomandă noi tipuri de pompe experimentate sporadic la noi şi utilizate în străinătate.

— Contribuţii şi tendinţe în realizarea echipamentelor geofizice, de ing. *M. Georgescu*, ing. *C. Dinu*, ing. *S. Dumitrescu* şi ing. *C. Crăciun* — I.P.C.U.P., în care se prezintă tendinţe noi, legate de mărirea adîncimii forajului, concepţii constructive noi, confort de lucru şi consideraţii economice. Se menţionează posibilitatea utilizării diagrafiei dielectrice, a rezonanţei magnetice nucleare şi a diagrafiei optice, prelucrarea informaţiilor cu tehnici nucleare şi se arată realizări şi perspective în activitatea celor care se ocupă de progresul geofizicii pe şantier.

— Consideraţii asupra concepţiei turlelor de foraj sudate, destinate exploatării la temperaturi foarte scăzute, de ing. *V. Micloşi* — I.P.G.G.

— Utilaje şi instalaţii antiexplozive folosite în instalaţiile de foraj, de ing. *I. Paiu* — I.P.C.U.P.

— Consideraţii asupra noilor construcţii de pakere, de ing. *A. Popovici* — I.P.C.U.P.

— Determinarea abacelor de corecţie pentru carotajul electric cu curenţi realizaţi prin modelare electrică, de ing. *Gh. Sabados*, ing. *M. Samoilă* şi ing. *S. Ianculescu* — I.C.F.E. — Cîmpina.

— Consideraţii asupra utilizării condensatoarelor şi răcitoarelor cu aer la instalaţiile de degazolinare, de ing. *Vlad Gruia* şi ing. *N. Petrescu*.

După discuţiile care au urmat, în care s-a subliniat importanţa acestei consfătuiri, asistenţa a vizionat un film documentar care a prezentat aspecte din fabricaţia şi din exploatarea instalaţiei de foraj 3DH-200.

Sesiune tehnico-ştiinţifică la U. C. M. Reşiţa cu tema: Probleme de concepţie privind construcţia turbinelor hidraulice şi a hidrogeneratoarelor

În luna martie 1966 a avut loc, la U.C.M. Reşiţa, sesiunea tehnico-ştiinţifică cu tema „Probleme de concepţie privind construcţia turbinelor hidraulice şi a hidrogeneratoarelor”, organizată de Consiliul naţional al inginerilor şi tehnicienilor şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini. La lucrările sesiunii au luat parte peste 120 de tovarăşi : specialişti de la Institutul de energetică şi Baza de cercetări Timişoara a Academiei Republicii Socialiste România, cadre didactice din învăţămîntul tehnic superior (Bucureşti şi Timişoara), cercetători şi proiectanţi de la I.C.P.E., I.S.C.H., I.R.M.E. şi I.P.E.E., ingineri şi tehnicieni de la U.C.M.R., Intreprinderea de centrale hidraulice Bistriţa „Stejarul” etc.

Sesiunea şi-a desfăşurat lucrările pe două secţii de specialitate : secţia I turbine hidraulice, secţia II hidrogeneratoare. În cele două secţii au fost prezentate 18 referate şi comunicări care au pus în discuţie cele mai actuale probleme privind construcţia turboagregatelor.

Din cele mai interesante materiale prezentate subliniem :

1. *Propunerea unei metode de calcul al profilului prin turbine Francis, de profesor emerit dr. ing. Pavel Dorin — Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej” din Bucureşti.*

Pe baza metodei statistice de dimensionare a turbinelor Francis, autorul dezvoltă o metodă analitică, care permite calculul carenelor şi muchiilor paletelor rotoarelor de diferite rapidităţi n_s. Metoda se aplică numeric la 4 rotoare cu $n_s = 100, 200, 300, 400$ şi dă posibilitatea întocmirii unui catalog de turbine unitare, toate cu raza $r_2 e = 1$.

2. *Observaţii asupra coeficientului critic de cavitaţie la turbinele hidraulice axiale, de I. Anton, membru corespondent* al *Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. I. Preda — I. P. Timişoara.*

În lucrare se prezintă o analiză succintă şi critică privitor la metodele propuse în literatură pentru determinarea coeficienţilor de cavitaţie la turbinele hidraulice axiale. Admiţînd drept criteriu de similitudine la cavitaţie criteriile Thoma, se dau unele caracteristici cavitaţionale ale unor turbine studiate pentru cascada Bistriţa-aval.

3. *Realizări şi perspective în construcţia de turbine hidraulice în Republica Socialistă România, de ing. Costea Florian — U.C.M. Reşiţa.*

Sînt redate caracteristicile tehnice mai importante, multiplele soluţii constructive adoptate şi principalele rezultate obţinute pe calea realizării unor construcţii cît mai economice şi mai sigure în exploatare, pornind de la faptul că, începînd din anul 1950 cînd a fost iniţiată construcţia de turbine în cadrul U.C.M. Reşiţa şi pînă în prezent, s-au fabricat 36 de unităţi de toate tipurile, însumînd o putere totală de circa 280 MW. Partea a doua a referatului prezintă cîteva din unităţile de mare putere destinate C.H.E. Porţile de Fier, Izlaz, Lotru, etc. ce urmează a fi asimilate în fabricaţie pînă în anul 1980, pe etape, precum şi cîteva probleme privind dezvoltarea bazei de cercetări în acest domeniu.

4. *Comportarea în exploatare a turbinelor hidroelectrice de la centralele hidroelectrice din amenajarea Bistriţa-aval, fabricate de U.C.M. Reşiţa, de ing. G. Anghel — I.C.H. Bistriţa.*

Se analizează comportarea în exploatare a turbinelor hidraulice fabricate de U.C.M. Reşiţa pentru centralele hidroelectrice din amenajarea Bistriţa-aval. Sînt prezentate şi propuneri de îmbunătăţire a acestora.

5. *Cavitaţia de tip rost la maşinile hidroelectrice axiale, de conf. F. Gyulai — I.P. Timişoara.*

Sînt discutate zonele dezvoltate de cavitaţie din rotoarele turbomaşinilor hidraulice şi problema stabilirii limitelor admisibile privind extinderea acestor zone. În continuare se analizează structura şi efectele zonelor cavitaţionale de tip rost şi se prezintă rezultatele cercetărilor proprii şi ale altor cercetări privind cavitaţia din rostul exterior al paletajelor axiale. În partea finală se propune un program pentru studiul efectelor cavitaţiei de tip rost la turbinele fabricate de U.C.M. Reşiţa.

6. *Calculul forţelor hidrodinamice care acţionează asupra unui profil dintr-o reţea situată într-un centru turbulent, de conf. dr. ing. Stefan Zarea — Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej” din Bucureşti.*

În ipoteza unei mişcări plane, se subliniază influenţa viscozităţii, turbulenţei şi, respectiv, repartiţiei neuniforme a vitezelor amonte asupra portanţei şi rezistenţei la înaintare a unui profil dispus într-o reţea. În aceste condiţii se deduce expresia forţei totale sub forma unei sume algebrice în care, pe lîngă expresiile clasice, apar şi termeni ce ţin seamă de factorii enumeraţi.

7. *Influenţa parametrilor de calcul asupra portanţei şi coeficientului de presiune a profilelor hidrodinamice în reţea de turbină, de conf. Ernest Sisak şi conf. Viorica Anton — I.P. Timişoara.*

Sînt prezentate unele rezultate cu privire la modificarea caracteristicilor profilelor hidrodinamice sub influenţa modificării pasului relativ şi a unghiului de instalare.

Se analizează cîteva relaţii din literatură propuse de diferiţi autori pentru a exprima influenţa reţelei asupra modificării portanţei şi vîrfului de depresiune la profilul izolat. Rezultatul cercetărilor făcute în tunel hidrodinamic, în cazurile particulare studiate, măreşte siguranţa în calculele reale.

8. *Mişcări potenţiale axilare-simetrice în jurul carenelor deschise aplicate studiului elementelor principale ale turbinelor Francis şi Kaplan, de conf. ing. Dan Taşcă — Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej” din Bucureşti.*

Metoda generală de obţinere a formelor hidrodinamice pentru principalele elemente ale turbomaşinilor, dezvoltată de autor într-o serie de lucrări anterioare, este aplicată de această dată turbinelor Francis şi în cazul concret al unei turbine hidraulice de tip Kaplan, fabricată de U.C.M. Reşiţa. Metodele de studiu, preconizate anterior, au fost simplificate în vederea aplicării lor în practica de proiectare.

9. *Metode de cercetare şi de reducere a uzurii turbinelor hidraulice, de conf. dr. ing. Stefan Zarea — Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej” din Bucureşti.*

Este scoasă în evidenţă influenţa proiectării asupra rezistenţei la uzură şi, respectiv, procedeele practice de înlăturare a factorilor ce conduc la uzura turbinelor, în vederea ameliorării exploatării acestora. Lucrarea se ocupă în special de problema eroziunii datorite cavitaţiei şi a aluviunilor în suspensie din curentul de apă ce trece prin turbină.

10. *Realizări şi perspective în construcţia de hidrogeneratoare în Republica Socialistă România, de ing. M. Opaschi — U.C.M. Reşiţa.*

Sînt expuse realizările Uzinei de construcţii de maşini Reşiţa în domeniul construcţiei de hidrogeneratoare. Se prezintă hidrogeneratoarele verticale sincrone, de puteri de la 5 MVA pînă la 25 MVA, în gama de turaţii 136 — 428 rot/min, care echipează amenajările Bistriţa-aval, Argeş-aval şi Baia Mare. În partea a doua se prezintă perspectivele dezvoltării construcţiei de hidrogeneratoare în Republica Socialistă România.

11. *Sisteme de excitaţie a maşinilor sincrone, de prof. ing. C. Apetrei — Institutul de energetică al Academiei Republicii Socialiste România.*

Sînt subliniate tendinţele manifestate pe plan mondial în alegerea sistemelor de excitaţie. Drept criterii pentru determinarea sistemului de excitaţie optim al unei maşini sincrone care funcţionează în sistemul energetic se aleg criteriul tehnic şi criteriul economic. Tehnicitatea sistemului de excitaţie este analizată prin prisma gradului de autonomie în comportare, cînd se consideră influenţa regimului maşinii sincrone asupra sistemului de excitaţie. Economicitatea sistemului de excitaţie se determină, atît din punct de vedere al factorilor interni, direct legaţi de sistem, cît şi al factorilor externi care influenţează indirect sistemul de excitaţie.

12. *Model analog al hidrogeneratorului pentru determinarea parametrilor funcţionali optimi, de ing. D. Creţu — I.R.M.E.*

Este prezentat un model analogic cu ajutorul căruia se pot determina valorile parametrilor care conduc la comportarea dorită a hidrogeneratorului realizat conform unui model matematic bazat pe teoria celor două reacţii, în care se ţine seamă şi de saturaţia circuitului magnetic principal.

13. *Soluţii noi aplicate în construcţia hidrogeneratoarelor, de ing. M. Opaschi,*

ing. F. Ilieş, ing. M. Velciov şi ing. T. Cucos — U.C.M. Reşiţa. În prima parte se prezintă neajunsurile unor soluţii constructive constatate în perioada de fabricaţie, montaj şi exploatare a hidrogeneratoarelor executate de U.C.M. Reşiţa pentru centralele hidroelectrice de pe Valea Bistriţei. În partea a doua se tratează soluţiile constructive noi care elimină aceste neajunsuri şi rezultatele obţinute prin aplicarea lor la hidrogeneratoarele fabricate sau în curs de fabricaţie la U.C.M. Reşiţa.

14. *Regulatoare automate de excitaţie pentru hidrogeneratoarele Bistriţa-aval, de ing. V. Iacov* şi *ing. Romulus Zăroni — I.C.P.E.* Este descris sistemul de reglare a excitaţiei hidrogeneratoarelor de tip U.C.M. Reşiţa destinat pentru uzinele hidroelectrice de pe Bistriţa, elaborat şi experimentat de I.C.P.E. în anii 1964—1965. Sînt arătate sistemul pentru reglarea manuală sau automată a excitaţiei, forţarea excitaţiei în ambele cazuri de funcţionare (automată sau manuală), precum şi dezexcitaţia rapidă.

După prezentarea fiecărui referat şi comunicări au urmat discuţii la care au luat cuvîntul peste 80 de tovarăşi.

În urma prezentării referatelor şi comunicărilor şi pe baza discuţiilor şi propunerilor făcute în secţii au rezultat unele probleme importante din care menţionăm :

— elaborarea unei tematici comune de perspectivă privind problemele de cercetare şi proiectare, ţinînd seamă de planul de perspectivă în construcţia de hidroagregate ;

— urmărirea în exploatare a hidroagregatelor şi selecţionarea pe categorii a deficienţelor constatate, pentru a se trage concluzii diferenţiate asupra concepţiei, execuţiei, montajului şi exploatării ;

— folosirea unor agregate dintr-o centrală de pe Bistriţa-aval, ca agregat laborator pentru cercetări ;

— folosirea pe scară mai mare a materialelor izolante pe bază de răşini sintetice în construcţia hidroagregatelor, pentru obţinerea unor performanţe mai ridicate ale bobinajelor ;

— organizarea unor dezbateri cu atragerea specialiştilor din sectoarele de cercetare, institutele de învăţămînt superior, proiectare, execuţie şi exploatare, pe marginea principalelor probleme tehnice legate de construcţia şi exploatarea hidroagregatelor fabricate la U.C.M. Reşiţa, în scopul stabilirii liniilor directoare pentru îmbunătăţirea în continuare a hidroagregatelor ce se vor fabrica.

Ing. *P. Filimon*

Intîlnire la Timişoara a specialiştilor care se ocupă de plasmă, 11—16 aprilie 1966

În ultimii ani, cercetările privind plasma s-au intensificat considerabil, atît în profunzime, cît şi în complexitate. Plasma fierbinte, avînd temperaturi între 10 000 şi 50 000°C, a început să fie stăpînită în aşa măsură încît au apărut o serie de aplicaţii la scară industrială. Astfel, acum se taie metale şi aliaje metalice cu plasmă, se fac încărcări de piese cu straturi metaloceramice folosind plasma, se elaborează cuptoare de plasmă pentru siderurgie şi pentru industria chimică, se sudează cu plasmă, iar în chirurgie au apărut bisturie cu plasmă.

În ţara noastră, încă în 1962, regretatul acad. C. Mikloşi a iniţiat cercetări în domeniul tăierii termice cu plasmă, cercetări ce se continuă şi se dezvoltă în cadrul Secţiei de sudură a Centrului de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei Republicii Socialiste România (C.C.T.).

Ulterior, în cadrul Intreprinderii de montaje din Bucureşti (I.M.B.) din Ministerul Industriei Chimice, în cadrul Institutului de cercetări pentru tehnologia construcţiilor de maşini (I.C.T.C.M.) din Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, şi în alte locuri, au apărut preocupări privind aplicaţii ale plasmei în domeniul tăierii şi metalizării.

Cercetări privind aplicaţiile plasmei în chimie se dezvoltă la Catedra de materiale a Facultăţii de chimie industrială a Institutului politehnic Timişoara.

În ceea ce priveşte fizica plasmei în aspectele ei generale, aceste preocupări de mare însemnătate sînt urmărite de multă vreme de un colectiv al Institutului de fizică din Bucureşti al Academiei Republicii Socialiste România.

Comisia de sudură a Academiei Republicii Socialiste România, ocupîndu-se de polarizarea cercetărilor plasmei în domeniul prelucrărilor termice ale metalelor şi aliajelor, a iniţiat o întîlnire a specialiştilor cu asemenea preocupări. S-a preconizat ca întîlnirea să fie un prilej de cunoaştere a realizărilor în privinţa tăierii termice a metalelor, întîlnire la care să participe cei ce au efectuat concret asemenea lucrări şi cei ce au preocupări în perspectivă.

Lucrările întîlnirii au fost organizate de Secţia de sudură a C.C.T. şi au fost conduse de conf. dr. T. Sălăgean, şeful acestei secţii. La întîlnire au participat : ing. C. Boarnă, D. Popovici şi Al. Vaş, cercetători ai Secţiei de sudură a C.C.T. ; prof. ing. Vl. Popovici şi asist. ing. L. Florea de la Catedra de sudură a Institutului politehnic Timişoara ; conf. dr. D. Becherescu de la Catedra de materiale a Institutului politehnic Timişoara ; prof. ing. Al Lăzărescu de la Catedra de tehnologie a Institutului politehnic Cluj ; ing. şef Panait Ionescu, ing. A. Petrişor de la I.M.B. ; ing. D. Romalo şi dr. ing. M. Nachman de la I.C.P.E. — Bucureşti ; ing. Gh. Atanasiu şi ing. P. Vezeanu de la I.C.E.M. — Bucureşti ; ing. V. Berinde din partea M.I.C.M. ; ing. Al. Forje din partea M.E.E. ; ing M. Contro de la U.C.M. — Reşiţa şi ing. M. Săbăduş de la U.P.R.U.C. — Făgăraş.

Intîlnirea a început cu prezentarea datelor constructive şi a performanţelor generatoarelor de plasmă elaborate de Secţia de sudură a C.C.T. şi I.M. — Bucureşti. După aceea s-au purtat discuţii în care au fost apreciate comparativ generatoarele, au fost făcute propuneri privitoare la noi teme de cercetare şi s-a stabilit programul demonstraţiilor practice.

În laboratoarele Secţiei de sudură a C.C.T. s-au urmărit, în cursul mai multor şedinţe, performanţele generatoarelor de plasmă elaborate de cele două unităţi. S-a acordat atenţie în special grosimilor maxime ce se pot tăia, vitezei de tăiere, energiei electrice consumate, calităţii tăieturii şi uzurii pieselor mai greu solicitate din generatoarele de plasmă.

Intîlnirea specialiştilor care se ocupă de plasmă s-a încheiat cu o şedinţă de analiză a rezultatelor probelor practice, concomitent cu discutarea problemelor generale ale dezvoltării cercetărilor şi aplicaţiilor plasmei în Republica Socialistă România. Participanţii au elaborat documentele întîlnirii, care au fost apoi înaintate Comisiei de sudură a Academiei Republicii Socialiste România.

Concluziile acestei întîlniri, apreciată de toţi participanţii ca foarte utilă, plină de învăţăminte şi organizată corespunzător au fost următoarele :

— Generatoarele de plasmă elaborate de Secţia de sudură a C.C.T. corespund din punct de vedere tehnic, realizează tăieturi de calitate bună, putînd tăia oţeluri aliate la grosimi pînă la 60 mm. Generatoarele se deplasează automat în lungul tăieturii şi sînt economice, deoarece formează plasmă stabilă cu toate gazele folosite curent, inclusiv aerul.

— Generatoarele de plasmă elaborate de I.M.B. corespund tehnic mai ales pentru tăieri normale. S-au putut tăia oţeluri aliate la grosimi pînă la 20 mm în condiţii bune, folosind drept gaz argonul, respectiv azotul.

— Atît generatoarele Secţiei de sudură a C.C.T., cît şi cele ale I.M.B. se pot utiliza şi la tăierea cuprului, aluminiului şi aliajelor acestora.

— Avînd în vedere ponderea tăierii manuale în anumite construcţii metalice, este necesară realizarea unor microgeneratoare de plasmă. În această direcţie se propune o colaborare între C.C.T. — Secţia de sudură şi I.M. — Bucureşti.

— Participanţii apreciază că în Republica Socialistă România s-ar putea iniţia fabricarea unor generatoare de plasmă cu caracteristici competitive cu cele de pe plan mondial, luînd ca bază generatorul C.C.T. pentru puteri de 40 — 60 kW şi microgeneratorul ce va rezulta din colaborarea C.C.T. — I.M.B. pentru puteri de 20 — 30 kW. În acest sens se propune delegatului M.I.C.M. să întreprindă cele necesare pe lîngă forurile sale superioare.

— Participanţii au subliniat importanţa continuării cercetărilor fundamentale şi aplicative, cu scopul de a elabora generatoare pe baze ştiinţifice şi a lărgi cadrul preocupărilor asupra plasmei şi în domeniul siderurgiei, chimiei şi altor ramuri industriale. În acest sens, coordonarea lucrărilor devine foarte necesară şi se propune schimbarea temei „Sudarea, tăierea şi metalizarea cu plasmă” din planul tehnic de stat 1966, cu tema „Cercetări şi aplicaţii industriale ale plasmei", al cărei coordonator să fie C.C.T. — Timişoara.

— Se propune ca, în primul trimestru al anului viitor, I.M.B. să fie gazda unei întîlniri similare.

Conf. dr. *Traian Sălăgean*

A 4-a bienală a maşinilor-unelte

În zilele de 15 — 24 aprilie a avut loc la Paris a 4-a bienală franceză de maşini-unelte şi utilaje.

Pe o suprafaţă de 50 000 m^2, producătorii a circa 1 000 de firme reprezentînd 20 ţări : Austria, Belgia, Canada, Cehoslovacia, Danemarca, Elveţia, Franţa, Italia, Jugoslavia, Japonia, Marea Britanie, Norvegia, Olanda, Polonia, R.D.G., R.F.G., S.U.A., Suedia, Ungaria, U.R.S.S. au prezentat maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor, accesorii şi utilaje pentru maşini-unelte, maşini portative, maşini şi materiale pentru sudare, materiale pentru acoperiri metalice şi tratarea metalelor, cuptoare pentru tratamente termice, utilaje mecanice şi manuale, organe de transmisie, utilaje hidraulice şi pneumatice, aparate de control şi de reglare automată, pompe, compresoare, motoare cu ardere internă, materiale pentru turnătorie, piese turnate, forjate, ştanţate, cazane, table, utilaje şi alte diferite furnituri industriale.

Expoziţia a fost vizitată de circa 150 000 de persoane.

Salonul internaţional al maşinilor de prelucrare a lemnului şi al industriei lemnului

De la 15 la 24 aprilie a.c. a avut loc la Paris Salonul internaţional al maşinilor pentru prelucrarea lemnului şi al industriei lemnului, în cadrul căruia, pe o suprafaţă de 16 000 m^2 au fost expuse produsele firmelor constructoare de maşini pentru prelucrarea lemnului şi ale fabricanţilor de materiale şi accesorii pentru industria lemnului : maşini de crăpat, maşini de tăiat placajul, ferăstraie, maşini de rabotat, maşini de găurit, maşini de mortezat, strunguri pentru prelucrarea lemnului, maşini de lustruit, maşini combinate de tîmplărie, maşini de deformat, maşini de asamblat, maşini de placat, maşini şi utilaje pentru tratarea lemnului, maşini pentru întreţinerea sculelor, aparatelor şi instalaţiilor auxiliare ale maşinilor de prelucrare, maşini portative, maşini cu transmisii flexibile, maşini complexe la care se pot efectua mai multe operaţii, scule şi polizoare, cleiuri, vopsele, lacuri, produse de protecţie, produse semifinite (panouri, placaje, parchete).

Sesiunea tehnico-ştiinţifică a I.R.M.E.

În zilele de 26 — 28 mai a.c. a avut loc la Bucureşti cea de-a IV-a sesiune tehnico-ştiinţifică organizată de Intreprinderea pentru raţionalizarea şi modernizare instalaţiilor energetice din M.E.E., împreună cu C.N.I.T., cu tema „Realizării obţinute în domeniul măririi siguranţei de funcţionare a instalaţiilor energetice".

După cuvîntul de deschidere, rostit de tov. prof. ing. Nicolae Gheorghiu, adjunct al ministrului energiei electrice, în care vorbitorul a arătat rolul Partidului Comunist Român în opera de electrificare a ţării şi a subliniat îmbunătăţirea continuă a activităţii I.R.M.E., a urmat prezentarea celor 37 de comunicări tehnico-ştiinţifice împărţite în trei secţii : A — echipament electric în centrale, staţii şi reţele ; B — automatizări, telemecanică, telecomunicaţii şi C — termoenergetică şi hidroenergetică. În secţia C a fost prezentat filmul documentar „Măsurări pentru determinarea randamentului hidroturbinelor", realizat de colectivul serviciului cercetări elemente automatizări pentru raţionalizări hidro, în colaborare cu laboratorul foto al I.R.M.E. În cadrul secţiei C au fost prezentate următoarele comunicări :

— Măsurări de randament asupra unor turbine hidraulice fabricate de U.C.M. Reşiţa, de ing. Gh. Cosma, în care se expun atît problemele care au trebuit să fie rezolvate pentru efectuarea măsurărilor de randament ale unor tipuri de turbine hidraulice de fabricaţie românească, cît şi cele referitoare la calitatea acestor turbine, şi performanţele determinate prin aceste măsurări, arătîndu-se că, în funcţie de specificul centralelor respective, au fost folosite mai multe metode de măsurare care corespund nivelului tehnicii actuale şi care respectă normele internaţionale.

— Cercetări asupra determinărilor debitelor de apă în conducte prin metoda Allen, de ing. Gh. Cosma, ing. T. Cîrsteanu şi ing. E. Costiner, în care se face o analiză teoretică a metodei de măsurare a randamentului unei hidrocentrale prin metoda ecranului salin, stabilindu-se condiţiile de măsurare cu erori minime, arătîndu-se că verificarea rezultatelor s-a făcut cu o aparatură construită în I.R.M.E. Pe baza concluziilor acestor măsurări se arată în continuare îmbunătăţirile necesare metodei aplicate, pentru micşorarea erorilor de măsurare.

— Realizarea unui telelimnigraf acţionat cu selsine, de ing. T. Cîrsteanu şi N. Roşu.

— Conductometru industrial, de ing. H. Binder, în care se arată că conductometrul realizat a fost astfel conceput încît să nu conţină piese care se uzează sau care să necesite o întreţinere specială şi că stabilitatea acestui aparat destinat măsurării curente în exploatare a condensatului de bază la turbinele cu abur, a apei de alimentare, a aburului saturat şi supraîncălzit la cazanele cu abur este atît de mare, încît nu necesită un control, o reglare sau o supraveghere periodică.

— Despre posibilitatea determinării zonelor corodate ale ţevilor fierbătoare cu ajutorul radiaţiilor nucleare, de ing. Al. Popescu, în care se expune o metodă de măsurare care foloseşte radaţia gama retroîmprăştiată, rezultatele obţinute arătînd că este posibilă detectarea porţiunilor corodate ale tuburilor de oţel cu o suprafaţă de 5 — 10 cm^2.

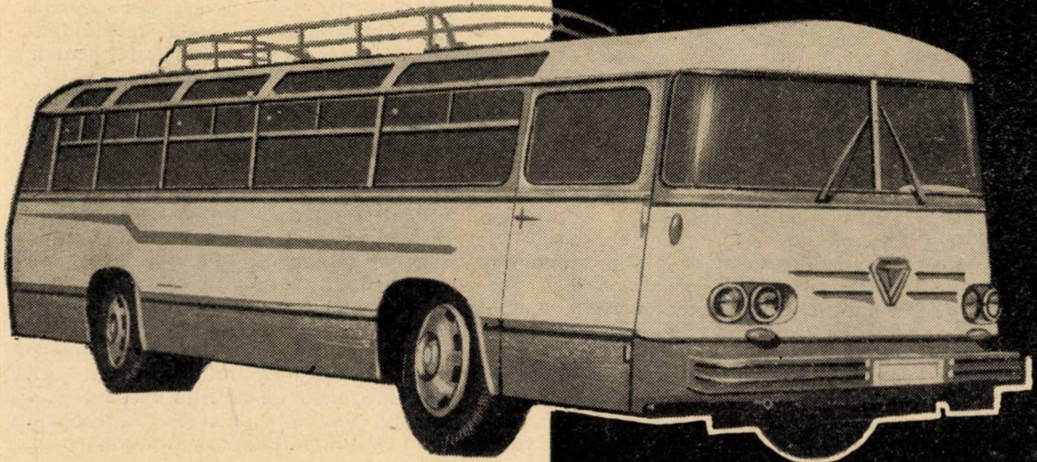
— Studierea posibilităţilor de mărire a vitezei de circulaţie în condensatoare cu aplicaţie la CET Borzeşti, de ing. S. Ciobanu, ing. M. Kaufman şi Gh. Voicu.

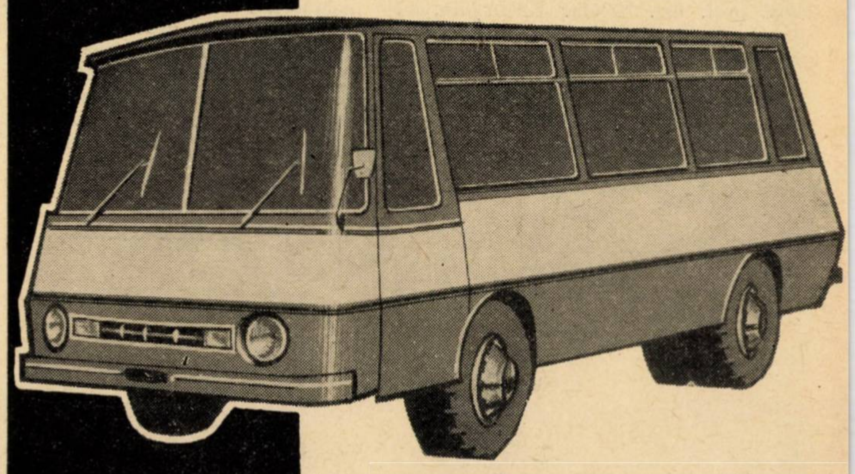
— Unele rezultate metodologice obţinute la măsurările de performanţe a turnurilor de răcire, de ing. S. Ciobanu şi Gh. Voicu.

După prezentarea comunicărilor, specialiştii prezenţi au luat parte la discuţii, care au reliefat progresul tehnic realizat pe linia modernizării şi raţionalizării echipamentului energetic de către I.R.M.E.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

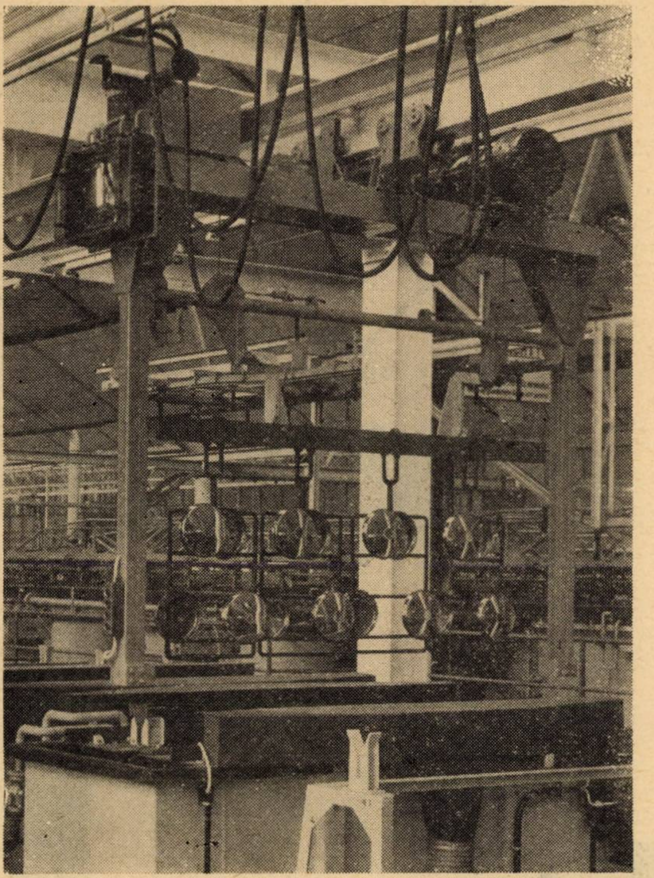
uzina
AUTOBUZUL
BUCUREŞTI
produce:





Autobuze rutiere	*TV 2 R – 140 CP*
Autobuze urbane	*TV 2 U – 140 CP*
Troleibuze	*TV 2 E – 75 kW*
Microbuze	*TV 4 M – 70 CP*
Autofurgonete	*TV 4 F – 70 CP*
Autosanitare	*TV 4 S – 70 CP*
Autocamionete	*TV 4 C – 70 CP*

UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 20



GALVANOTEHNICA BLASBERG
un factor important
al exploatării raţionale

Livrează:

Automate, instalaţii şi aparate pentru întregul proces chimic şi electrolitic al galvanotehnicii.

Instalaţii de mare productivitate şi produse pentru prelucrarea chimică şi electrolitică superficială a metalelor şi materialelor plastice

Informaţii asupra procedeelor şi instalaţiilor moderne prin documentare gratuită.

BLASBERG

este în frunte în ce priveşte cercetarea şi realizările practice din acest domeniu.

În fotografie este arătată o instalaţie automată cu comandă după program pentru cuprare, nichelare şi cromare lucioasă.

Friedr. Blasberg Solingen
GmbH. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
565 Solingen-Merscheid
Tel. (02122) 78061
FS 08514835

REPUBLICA
FEDERALĂ
GERMANĂ

Blasberg

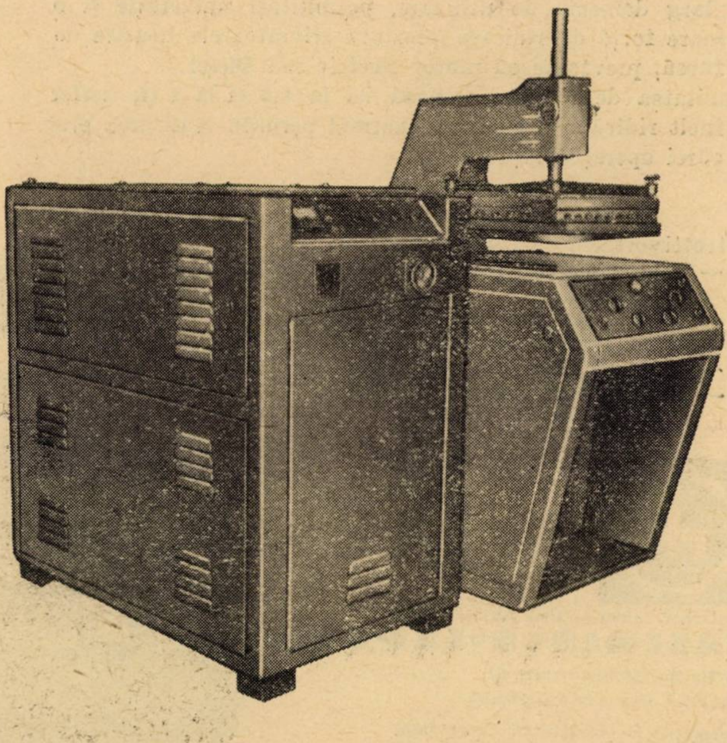
ÎNTREPRINDEREA COMERCIALĂ
DE STAT
„ELECTROIMPEX"

Sofia, 17, str. Washington
Telefon: 8-18-49
Telex: 575

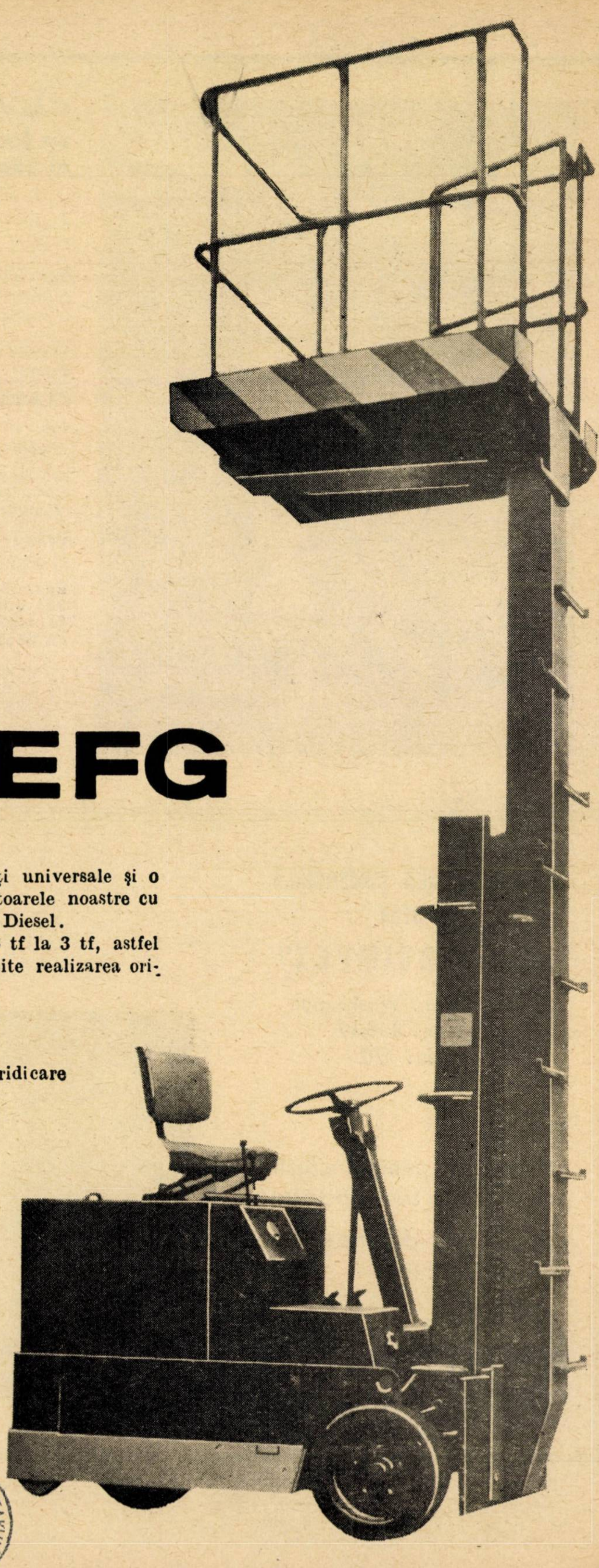
Exportă:

generatoare pentru încălzire prin inducţie sau capacitate

generatoare de ultrasunete de înaltă calitate



1001 EFG



Un larg domeniu de utilizare, posibilități universale și o mare forță de ridicare prezintă stivuitoarele noastre cu furcă, prevăzute cu motor electric sau Diesel.

Capacitatea de ridicare variază de la 0,6 tf la 3 tf, astfel încît ridicătorul cu furcă normal permite realizarea oricărei operații obișnuite.

Electrostivuitorul cu furcă EFG 1001:
- vehicul pe trei roți cu instalație de ridicare hidraulică
- baterie electrică pentru deplasare
- bandaje pline din cauciuc
- forță de tracțiune 1 000 kgf
- înălțimea de ridicare 3 200 mm.

Deutscher Innen — und Aussenhandel
MASCHINEN•EXPORT
108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană

Informații: Reprezentanța Comercială
pe lîngă
Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14, București,
telefon: 11.39.97

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1968

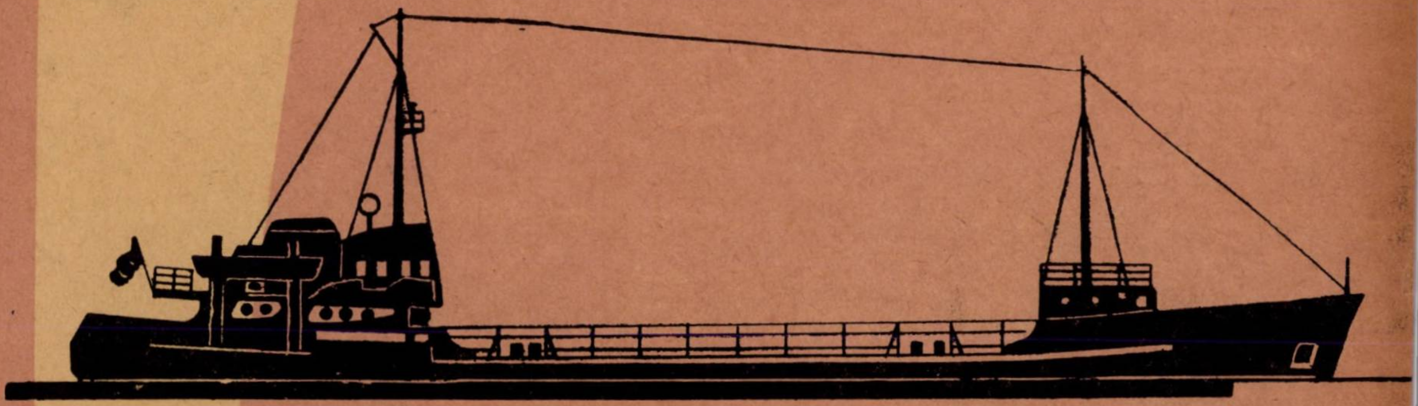
MIEM

UZINA MECANICA
TURNU SEVERIN

NAVAG

CONSTRUIEŞTE ŞI LIVREAZA ÎN

ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE:



şaland 500 m^3

Şalande maritime autopropulsate, destinate transportării materialului dragat în canalele maritime şi porturi

Lungimea maximă = 55,80 m
Lăţimea maximă = 10,40 m
Înălţimea = 4,30 m
Pescajul maxim = 3,60 m
Puterea motoarelor = 2 × 300 CP

Str. Portului nr. 2, telefon: 270 — 440 — 618
Cont virament 026001

1967 MAJ 10

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

9

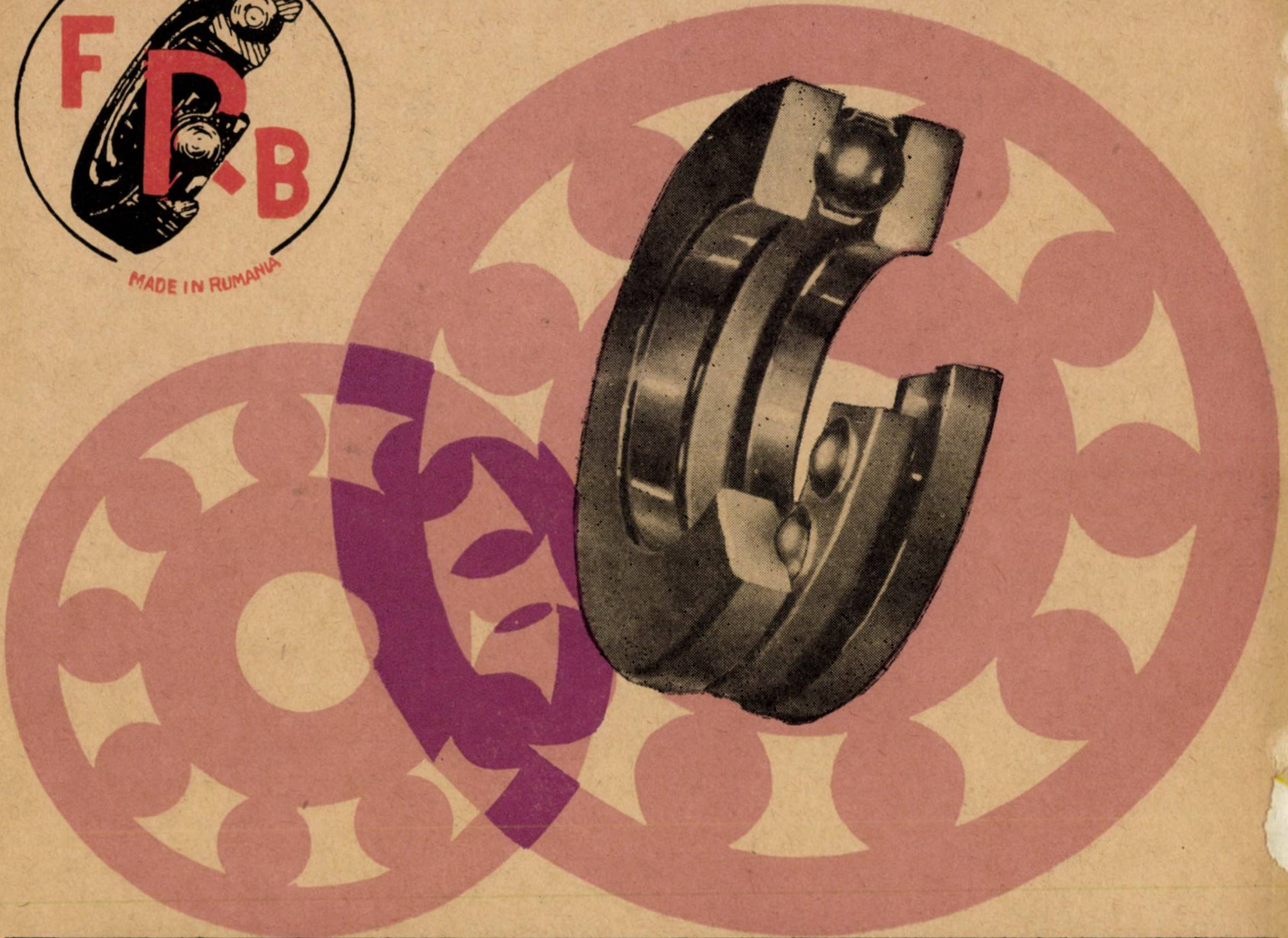
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 9 • SEPTEMBRIE 1966

FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

FRB

MADE IN RUMANIA



Livrează:

ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

**rulmenți de diferite forme constructive
și de dimensiuni tipizate**

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

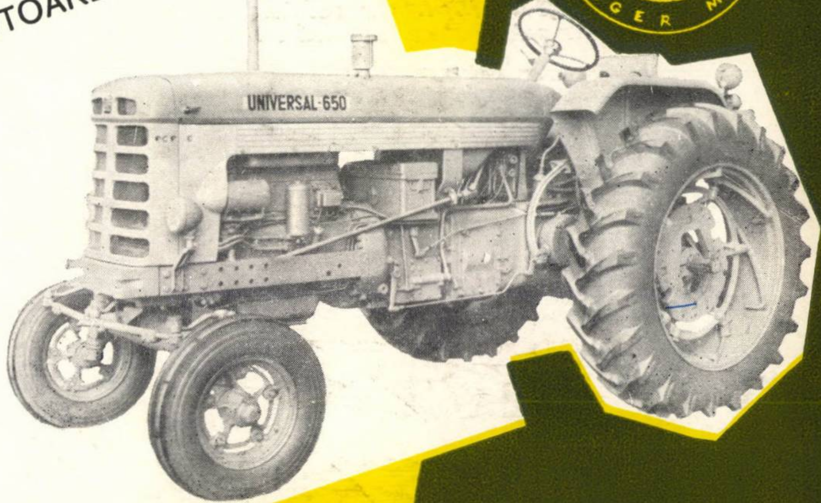
produce:

U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP
- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

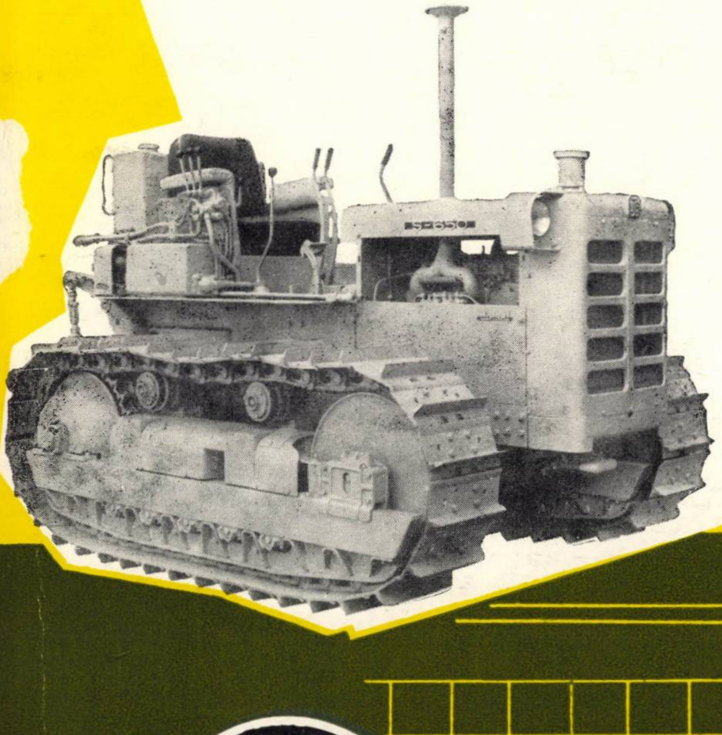
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965



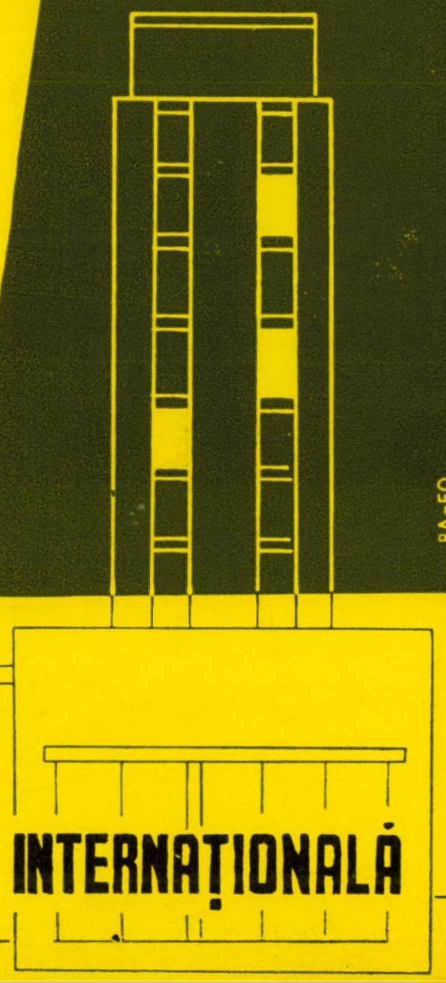
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



MOTOARE DIESEL



BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

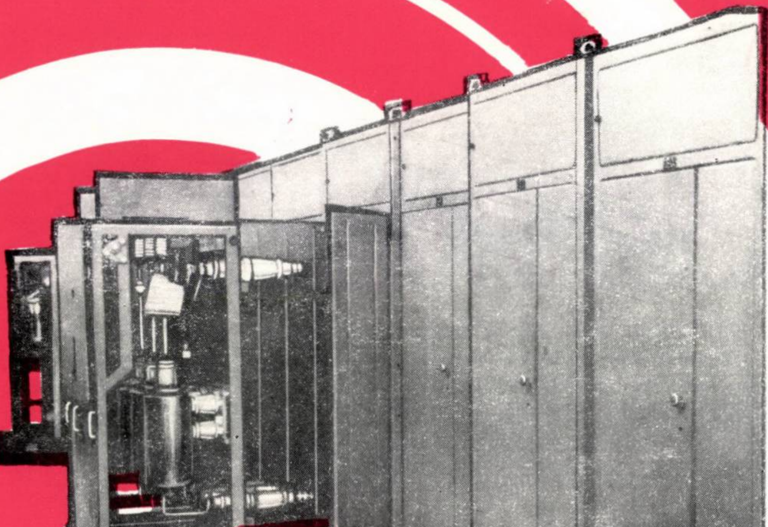
- pentru diferite servicii
din cadrul sistemului energetic
al uzinelor
folosiţi:

CELULE PREFABRICATE DE ÎNALTĂ TENSIUNE

10 kV

echipate conform destinaţiei şi după schema comutaţiei secundare cerute de client

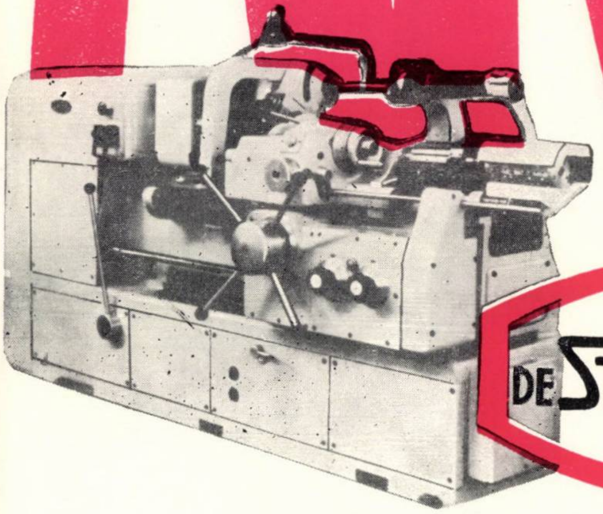
- posibilităţi multiple de echipare cu un număr redus de elemente modulate

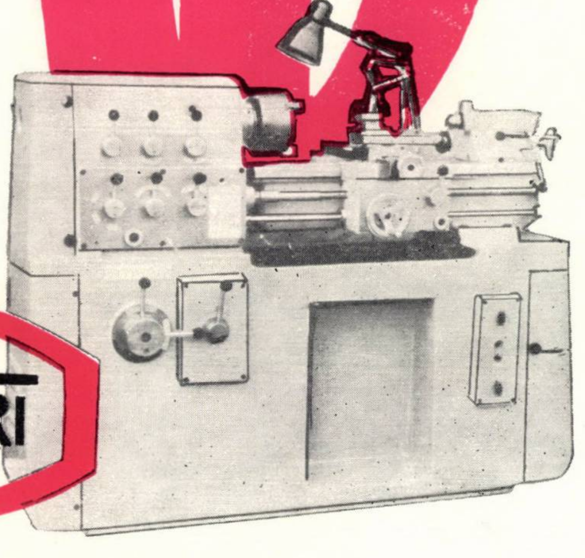


UZINELE
ELECTROPUTERE
CRAIOVA

ARAD

UZINA DE STRUNGURI

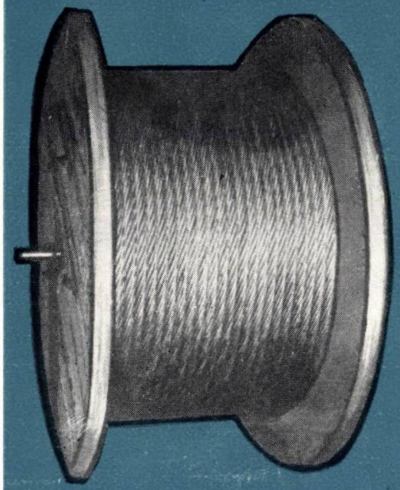




UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 şi 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 şi SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 şi SRV 40 şi
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200

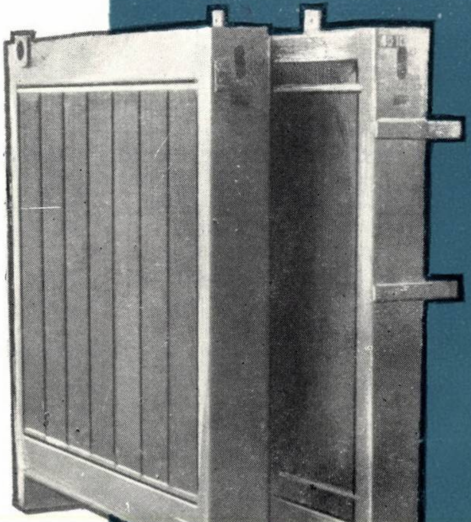
Calea Aurel Vlaicu nr. 41-43

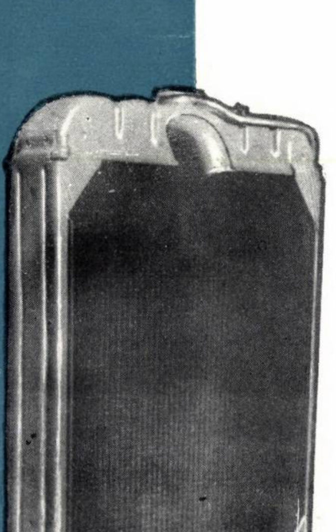


Cabluri din oțel pentru
tracțiune și conductori
funie de aluminiu și oțel
aluminiu pentru linii
de energie electrică.

FABRICA DE RADIATOARE ȘI CABLURI-BRAȘOV

Șoseaua Cristianului nr. 1-3
tel: 1.47.22.





Radiatoare pentru
motoare auto, tractoare,
locomotive Diesel
și motoare stabile.

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

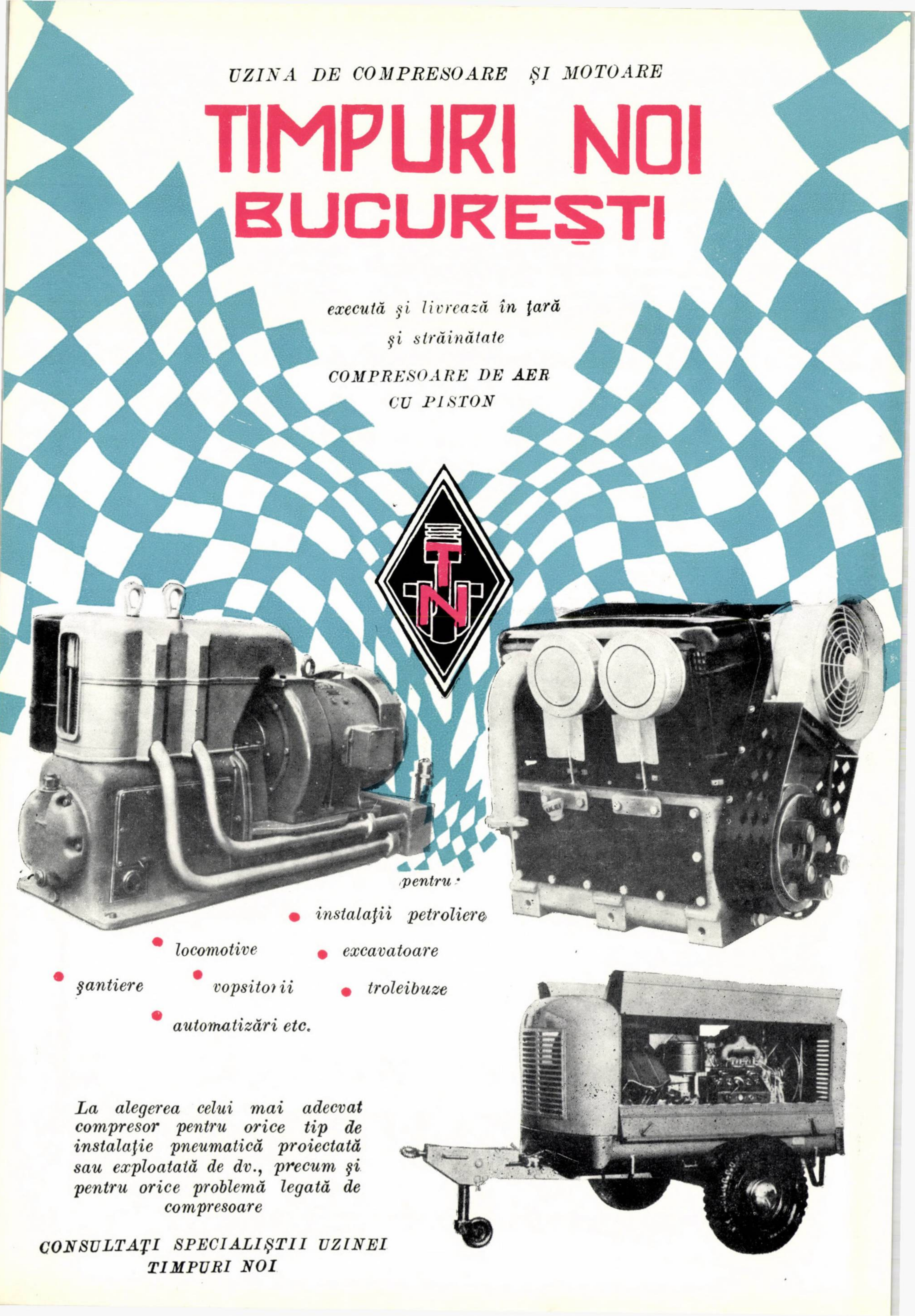
URB

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardan
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace

uzina rulmentul brasov

Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245



UZINA DE COMPRESOARE ŞI MOTOARE

TIMPURI NOI BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate

COMPRESOARE DE AER CU PISTON

pentru:

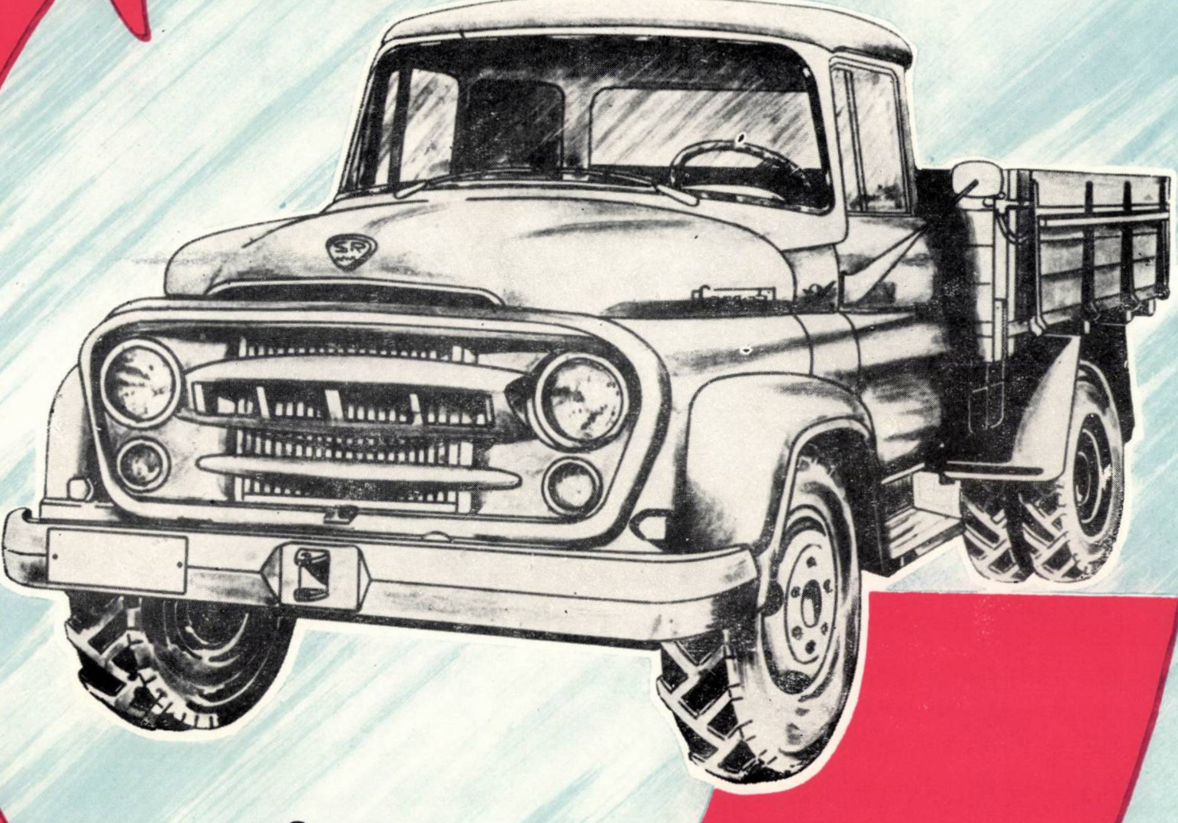
- *instalaţii petroliere*
- *locomotive*
- *excavatoare*
- *şantiere*
- *vopsitorii*
- *troleibuze*
- *automatizări etc.*

La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum şi pentru orice problemă legată de compresoare

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI TIMPURI NOI

SR

- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea 140 CP
  viteza 90 km/h
- sarcina utilă 3T - SR-131
  5T - SR-113
- consum la 100 km. 25l - SR-131
  28l - SR-113

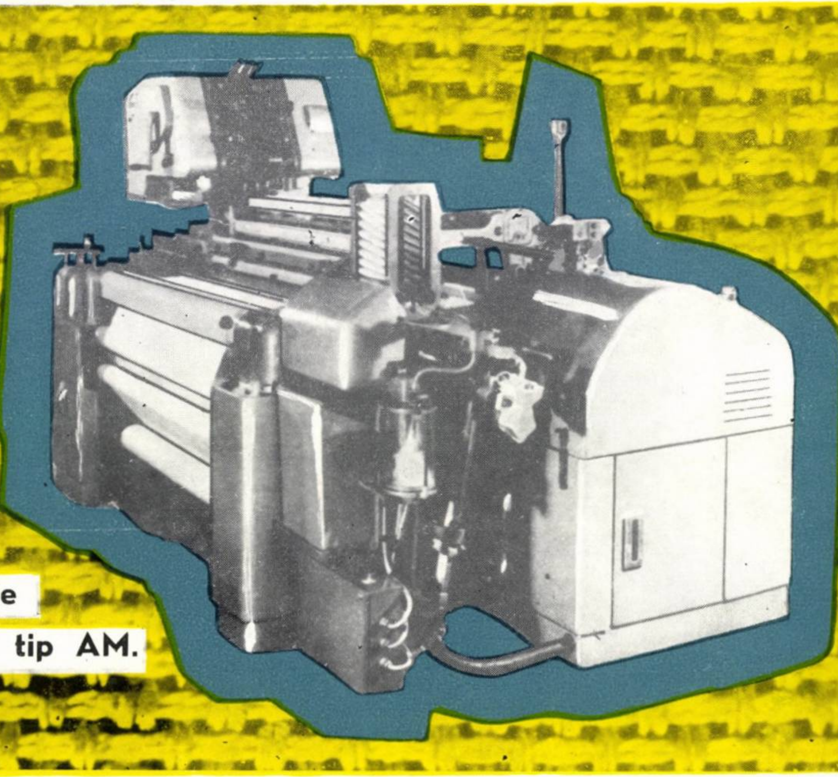


Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - Strada Poenelor 5 * Telefon 16310

UZINA
UNIREA

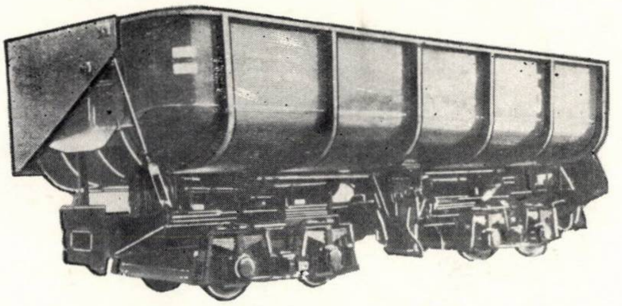


Război automat de țesut mătase tip AM.

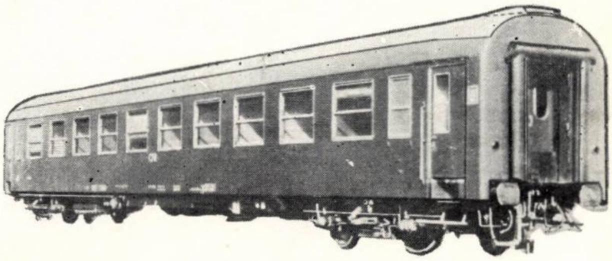
LIVREAZĂ IN MOD CURENT :

- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de țesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de țesut mătase tip AM.
- Mașini de pieptănat lînă tip PL.
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R.
- Mașini cu inele pentru filat lînă pieptănată, tip FLP.
- Mașini de filat bumbac cardat, tip FI.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

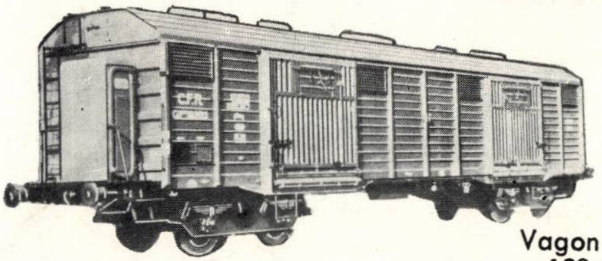
Piața 1 Mai 3–5 CLUJ



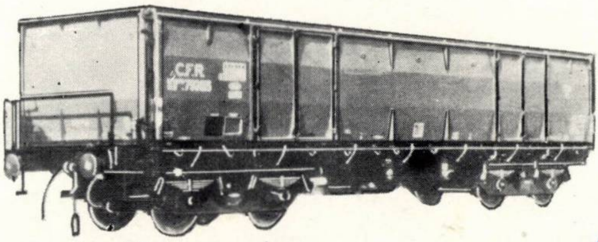
Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate



Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă



Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă



Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

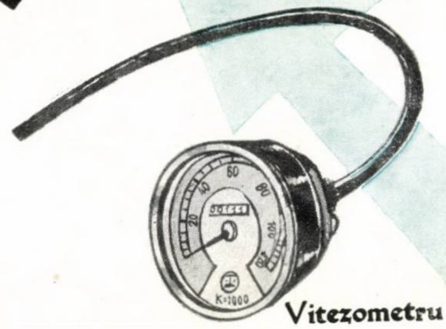
UZINELE DE VAGOANE

execută:

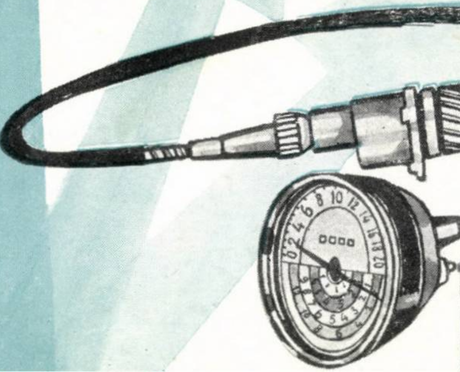
VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ŞI SPECIALE

arad

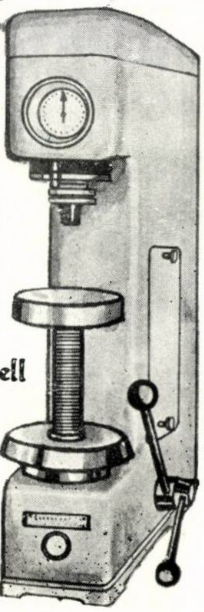
UZINA BALANȚA SIBIU



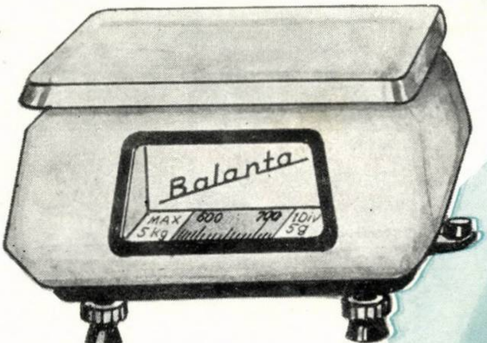
Vitezometru



Contor de ture



Aparat Rockwell



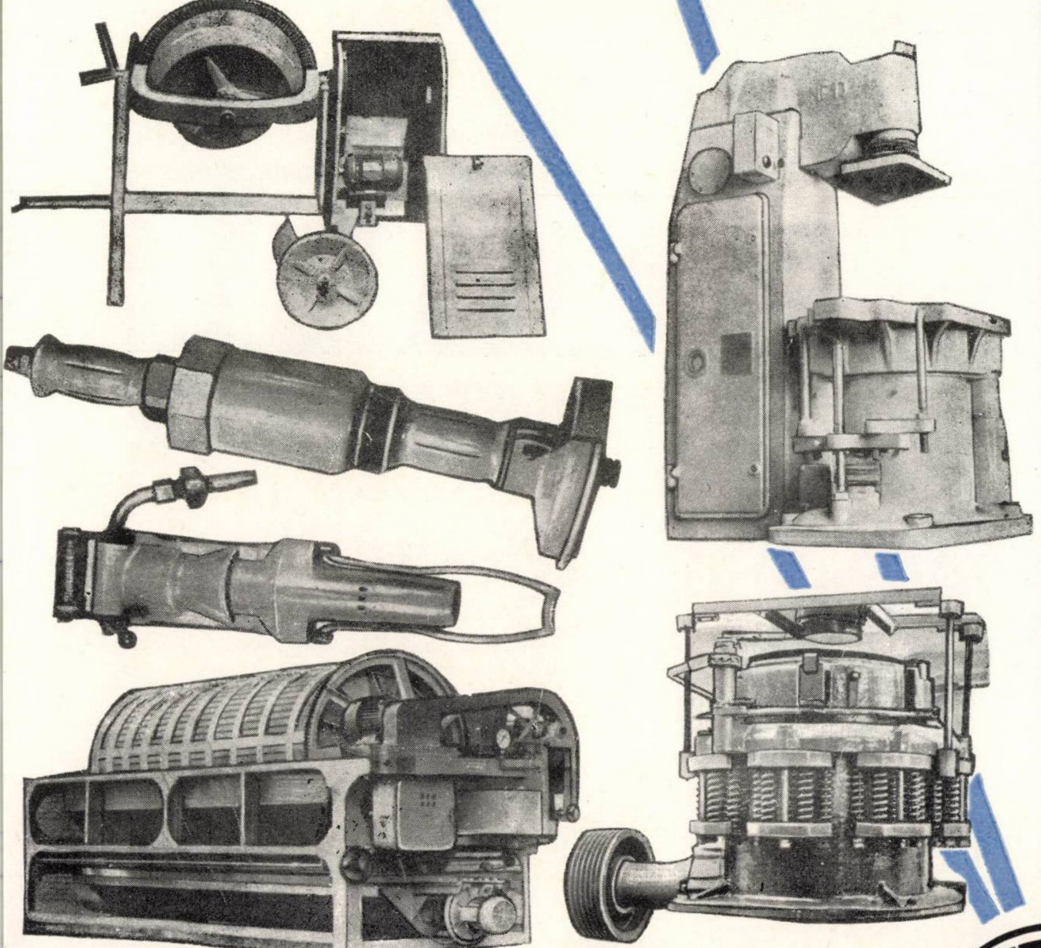
Balanță semiautomată de 5 kg

execută:

- Balanțe semiautomate de 1 și 20 kg
- Balanțe semiautomate de 5 kg, cu proiecție
- Balanțe tehnice cl. II de 1 și 5 kg
- Balanțe etalon de 2 și 20 kg
- Balanțe compuse de 5, 10 și 20 kg
- Balanțe romane de uz casnic de 5 și 10 kg
- Bascule semiautomate de 50 kg, cu proiecție
- Bascule automate cu cupă basculantă pentru cereale de 5, 20, 100, 200, 300 și 700 kg
- Bascule romane de 500, 1 000 și 2 000 kg
- Bascule pod pentru vehicule rutiere de 10, 15 și 20 t
- Basculă pod pentru vagonete și căi ferate
- Aparate Brinell și Rockwell
- Vitezometre pentru autovehicule
- Contoare de ore

Str. Gușteriței 21-23 telefon 6200

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTĂ
PRODUSE
PENTRU:

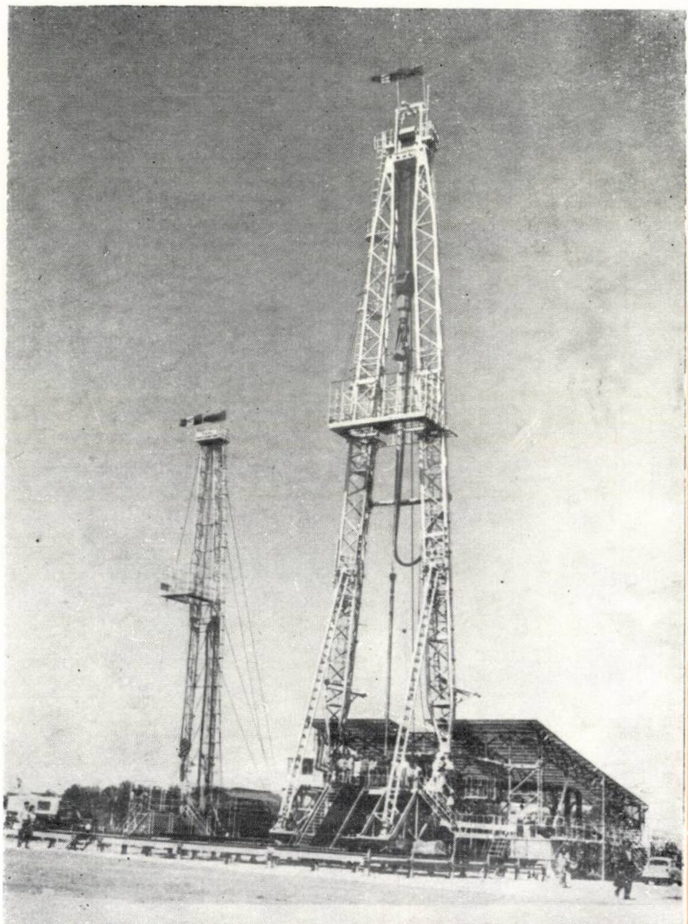
INDUSTRIA SIDERURGICA: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

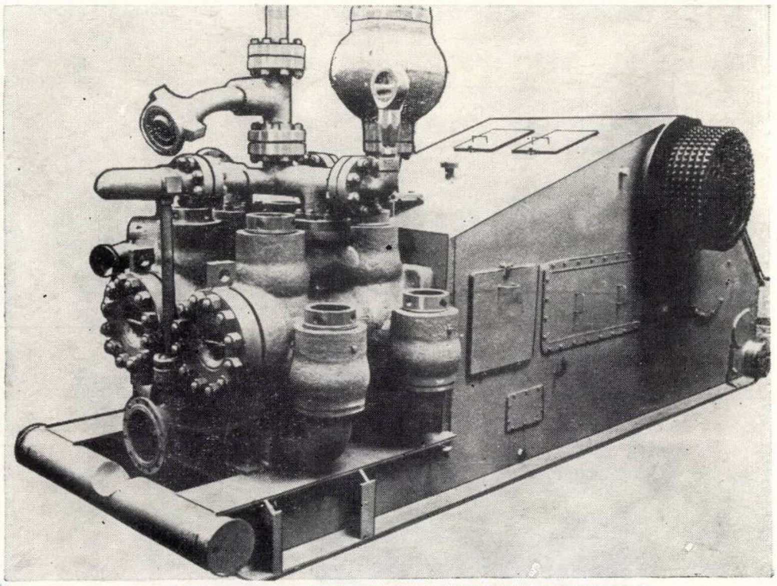
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.



UZINA
1MAI
PLOIEȘTI

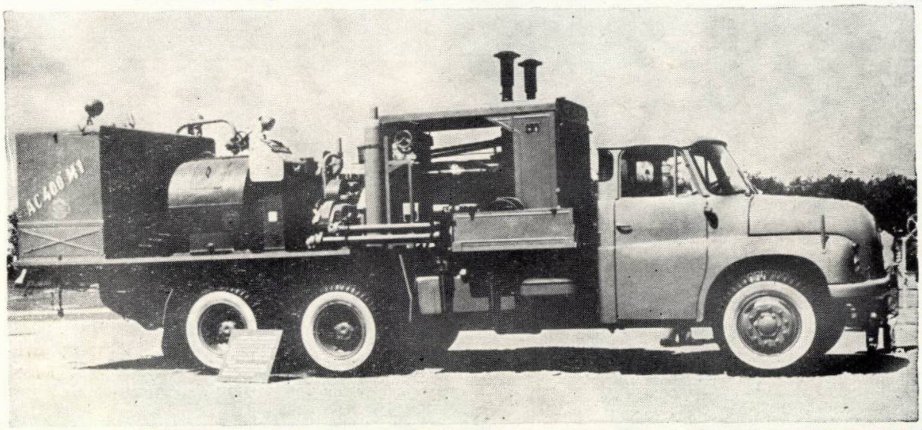
Uzina „1 Mai” Ploiești execută și livrează pe piața internă și la export:

- — Instalații de foraj pentru 1 200 m adîncime și punere în producție transportabile tip T — 50 B
- — Instalații de foraj de medie adîncime
  - tip 2 DH — 75 A pentru 2 200 m adîncime
  - tip 4 LD — 150 D pentru 3 200 m adîncime
- — Instalații de foraj de mare adîncime
  - tip 3 DH — 200 A pentru 5 000 m adîncime
  - tip 4 DH — 315 pentru 7 000 m adîncime
- — Instalații de foraj cu acționare electrică în curent continuu
  - tip E — 75 pentru 2 200 m adîncime
- — Pompe cu transmisie pentru noroi duplex sau triplex de 465, 800 și 1 250 CP
  - tip 3 PN — 465 M
  - tip 2 PN — 800 B
  - tip 2 PN — 1 250
- — Grupuri motopompă acționate cu motoare diesel echipate cu pompe de 465 și 1 250 CP
- — Agregate de cimentare și fisurare hidraulică de 400 kgf/cm^2
  - tip AC — 4 400 M1
- — Instalații complete de prevenire a erupțiilor acționate mecanic și hidraulic
  - de la 8 la 16 inci și presiuni nominale
  - de la 140 la 700kgf/cm^2
- — Sape cu trei conuri pentru foraj
- — Carotiere mecanice pentru foraj
- — Turbine de foraj simple și secționale



Agregat de cimentare şi fisurare hidraulică tip AC — 400 M1. Acest utilaj este destinat cimentării sondelor de ţiţei şi gaze, precum şi pentru operaţii de fisurare hidraulică şi alte procedee de mărire a afluxului de ţiţei la sondele în exploatare

Tot ansamblul este montat pe un autocamion TATRA 138 de 12 t capacitate; acţionarea pompei cu trei plunjere de 400 kgf/cm² se face de un grup motor diesel de 350 CP prin intermediul unei cutii de viteze. Toate comenzile sînt centralizate la pupitrul de comandă al operatorului



Pompa cu transmisie pentru noroi duplex de 1 250 CP tip 2 PN — 1 250. Destinată echipării instalaţiilor de foraj pentru mare adîncime, prin performanţele sale înalte asigură condiţiile unui foraj modern

Caracteristici tehnice principale:

— puterea nominală la axul de intrare în pompă 1 250 CP
— presiunea maximă 300 kgf/cm²
— debitul maxim la 160 kgf/cm² — 50 l/s

UZINA DE CONSTRUCŢII DE MAŞINI 1 MAI STR. DEMOCRAŢIEI 121 PLOIEŞTI

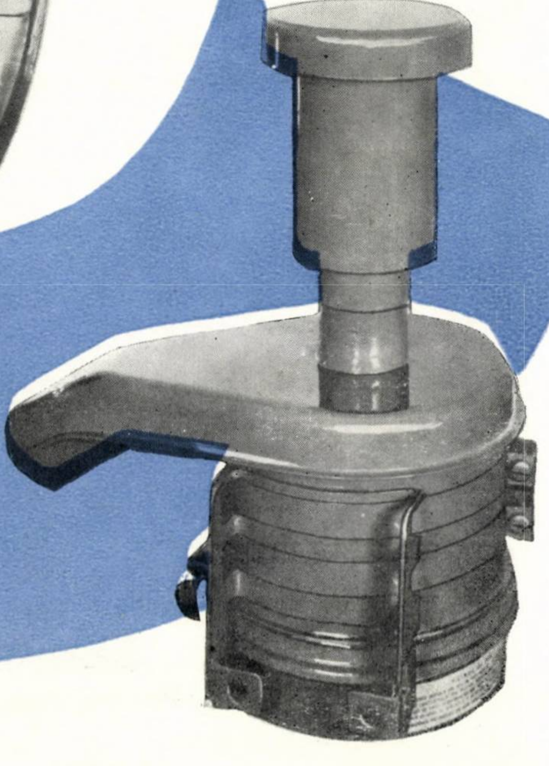
telefon: 10300 telex: 07

Fabrica de articole de tablă

CODLEA

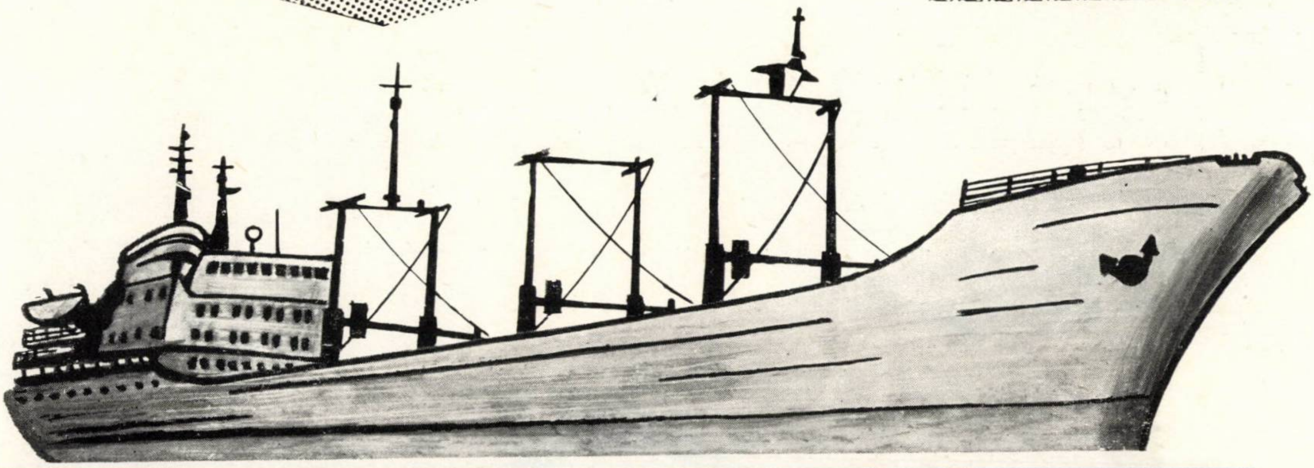
produce:

- Butoaie metalice din tablă zincată și tablă neagră de 200 l capacitate, cu cercuri de rostogolire
- Butoaie metalice din tablă zincată — construcție ușoară
- Canistre de benzină din tablă T.D.A., de 20 l capacitate
- Filtre de aer pentru autocamioane, tractoare, autobuze și autoutilitare
- Filtre de aer pentru motoare Diesel de 350 și 700 CP
- Bușoane pentru radiatoare și bușoane pentru rezervoare de benzină
- Filtre brute pentru combustibil
- Rezervoare de benzină pentru autoutilitare



Șantierul naval

GALAȚI



Execută :

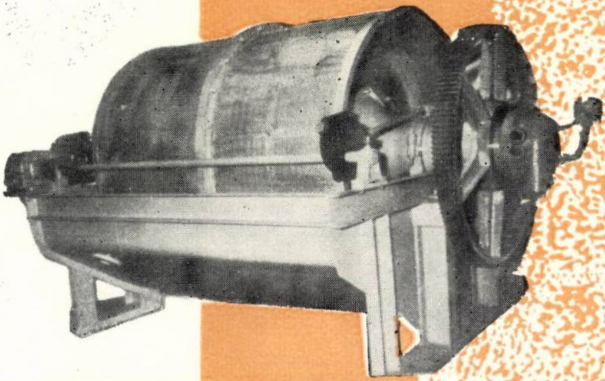
CARGOURI de 3250/4500 tdw pentru mărfuri generale (shelterdeck open/closed) și de 3500 – 3800 tdw de transportat cherestea (fall scantling – cu o pantă) cu toate dotările necesare exploatării în porturi și navigației și

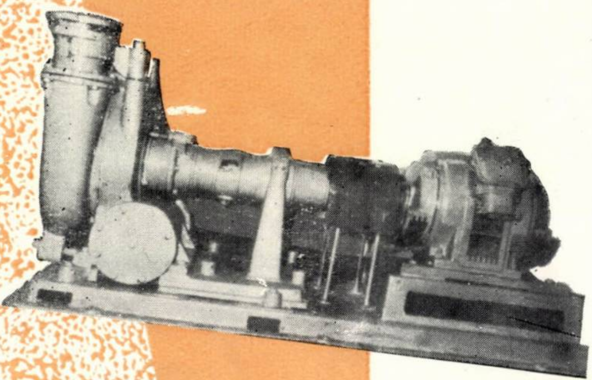
MINERALIERE de 12500 tdw cu instalații electrohidraulice pentru încărcare – descărcare și închiderea gurilor de magazii

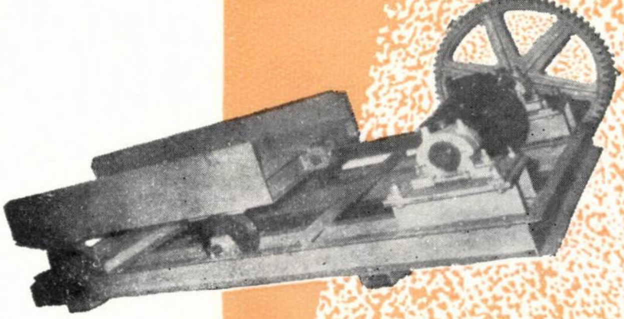
SNG construiește nave pentru transportul mărfurilor uscate de la 3000 la 20000 tdw, complet sudate, cu instalații și amenajări moderne pentru echipaj, din materiale de calitate superioară

S.N.G.

Galați – str. Păcii nr. 2 – tel. centrală 8020; serv. aprovizionării 5537.
Cont BNRSR – Galați 026 006







UMMUM

BAIA MARE

produce:

CELULE DE FLOTARE ● AGITATOARE ● ÎNGROȘĂTOARE ● POMPE DE TULBUREALĂ ȘI ANTIACIDE DE MINĂ ● FILTRE DE VID ● CLASOARE SPIRALE ȘI CU GREBLĂ ● COLIVII DE EXTRACȚIE ● ALIMENTATOARE DIFERITE ● CIURURI VIBRATOARE ● VAGONETE DE FUNICULAR ETC.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1966

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, SEPTEMBRIE 1966, Nr. 9

CUPRINS

PELIGRAD, N.:	**Curbele caracteristice de funcționare ale pompelor pentru noroi acționate prin convertizoare hidraulice de cuplu.**	505
PAVEL, A.:	**Calculul perioadei oscilațiilor proprii ale aparatelor de tip coloană.**	510
ZGURĂ, GH.:	**Cercetări teoretice și experimentale privind stabilitatea la vibrații în cazul frezării frontale.**	516
MLĂDINESCU, T.:	**Dependența coeficientului dinamic de gradul de acoperire, la roți dințate cilindrice cu dinți drepți.**	523
SĂLĂGEAN, TR.:	**Cîmpul și fluxul termic la sudarea cu arcul electric.**	529
COSOROABĂ, V. și OPREA, N.:	**Studiul domeniului funcțional al compresorului cu piston.**	530
HANDRA LUCA, V. T.:	**Determinarea razei de curbură la camele cu culegător talpă de translație și oscilant.**	533
VLĂDESCU, M.:	**Alegerea metodelor de control nedistructiv în industria construcțiilor de mașini.**	536
DAVIDEANU, N. și DUMITRU, P.:	**Aspecte privind folosirea mijloacelor de cointeresare materială a lucrătorilor de la Fabrica de rulmenți-Bîrlad.**	542
DUMITRESCU, A. și PÎNZARU, M.:	**Mecanizarea transporturilor în uzinele constructoare de mașini.**	547
VOICU, V. și CURSARU, I.:	**Studiul eficacității bateriilor de multicicloane folosite în instalații de desprăfuirea aerului.**	552

DOCUMENTARE 555

RECENZII 558

CRONICĂ 560

REVISTA REVISTELOR 561

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

SUMAR

CZ 622.243.13: 621.65

Peligrad, N. : **Curbele caracteristice de funcţionare ale pompelor pentru noroi acţionate prin convertizoare hidraulice de cuplu.**

Se analizează posibilităţile de reducere a numărului de tipodimensiuni de pistoane şi cămăşi de cilindru pentru pompele de noroi.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 505–510

CZ 622.242.1.001.24

Pavel, A. : **Calculul perioadei oscilaţiilor proprii ale aparatelor de tip coloană.**

Se prezintă metodele utilizate pentru calculul perioadei oscilaţiilor proprii ale aparatelor de tip coloană, aplicîndu-se consideraţiile rezultate în cazul a două grade de libertate.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 510–515

CZ 621.914.2–752.001.5

Zgură, Gh. : **Cercetări teoretice şi experimentale privind stabilitatea la vibraţii în cazul frezării frontale.**

Se analizează cauzele apariţiei vibraţiilor la frezarea frontală.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 516–523

CZ 621.833.1

Mlădinescu, T. : **Dependenţa coeficientului dinamic de gradul de acoperire, la roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi.**

Se analizează dependenţa dintre coeficientul dinamic şi gradul de acoperire pentru roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi rigizi şi elastici.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 523–528

CZ 621.791.75

Sălăgean, Tr. : **Cîmpul şi fluxul termic la sudarea cu arcul electric.**

Se analizează funcţiile de definiţie a temperaturii şi fluxului termic într-un punct dat la sudarea cu arcul electric.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 529–530

CZ 621.512

Cosoroabă, V. şi *Oprea, N.* : **Studiul domeniului funcţional al compresorului cu piston.**

Se evidenţiază posibilităţile de extindere a domeniului funcţional al compresorului cu piston în funcţie de variaţia parametrilor constructivi.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 530–533

CZ 621.835.2

Handra Luca, V. T. : **Determinarea razei de curbură la camele cu culegător talpă de translaţie şi oscilant**

Se propune o metodă grafică de determinare a centrului de curbură a mecanismelor cu camă, cu culegător talpă de translaţie şi cu culegător oscilant.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 533–535

CZ 621 : 620.171.1

Vlădescu, M. : **Alegerea metodelor de control nedistructiv în industria construcţiilor de maşini.**

Se realizează un studiu al posibilităţilor de aplicare a metodelor de control nedistructiv.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 536–542

CZ 621.822.7 :331.225

Davideanu, N. şi *Dumitru, P.* : **Aspecte privind folosirea mijloacelor de cointeresare materială a lucrătorilor de la Fabrica de rulmenţi-Bîrlad.**

Se realizează o analiză tehnico-economică a influenţei unor factori ai cointeresării materiale asupra creşterii producţiei la Fabrica de rulmenţi-Bîrlad.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 542–546

CZ 621 :656.52 :621.86/.87 :338.062 :214.1

Dumitrescu, A. şi *Pînzaru, M.* : **Mecanizarea transporturilor în uzinele constructoare de maşini.**

Se evidenţiază problemele principale legate de mecanizarea transportului uzinal în industria constructoare de maşini.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 547–551

CZ 628.511.4 :621.928.37

Voicu, V. şi *Cursaru, I.* : **Studiul eficacităţii bateriilor de multicicloane folosite în instalaţii de desprăfuirea aerului.**

Se prezintă rezultatele experimentale obţinute cu două baterii de multicicloane pentru desprăfuirea aerului, realizate de Institutul de cercetări pentru protecţia muncii.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 552–555

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice—Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti, c. 3684.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 622.243.13 :621.65

Пелиград Н.: **Характеристические кривые работы грязевых насосов, приводимых в действие гидравлиьескими конвертерами.**

Рассматривается возможность уменьшения числа типоразмеров поршней и гильз цилиндра для грязевых насосов.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 505—510

ДК 622.242.1.001.24

Павел А.: **Расчет периода собственного колебания аппаратов колоннообразного типа.**

Представлены методы расчета периода собственных колебаний аппаратов колоннообразного типа, применяя соображения, вытекающие в случае двух степеней свободы.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 510—515

ДК 621.914.2—752.001.5

Згура Г.: **Теоретические и экспериментальны исследования стабильности вибраций в случае торцевой фрезеровки.**

Анализируются случаи возникновения бибраций при торцевой фрезеровке.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 516—523

ДК 621.833.1

Младинеску Т.: **Зависимость, между дунамическим коэффициентом и степенью перекрытия на цилиндрических шестернях с прямыми зубъями.**

Рассматривается зависимость между коэффициентом и степенью перекрытия для цилиндрических шестерен с прямыми и жесткими и эластичными зубьями.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 523—528

ДК 621.791.75

Салагеан Тр.: **Поле и термический поток при дуговой электросварке.**

Анализируются функции определения температуры и термического потока в определенной точке при дуговой электросварке.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 529—530

ДК 621.512

Косороаба В. и *Опреа Н.*: **Изучение функциональной области поршневого компрессора.**

Подчеркивается возможность расширения функциональной области поршневого компрессора в зависимости от вариации конструктивных параметров.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 530—533

ДК 621.835.2

Хандра Лука В. Т.: **Определение радиуса кривизны кулачков с колодочным поступательным и колебательным наборщиком.**

Предлагается графический метод определения центра кривизны кулачковых механизмов с колодочным поступательным наборщиком, а также механизмов с колодочным колебательным наборщиком.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 533—535

ДК 621 :620.171.1

Владеску М.: **Выбор метода недеструктивного контроля в машиностроительной промышленности.**

Представлена работа по изучению возможности применения методов недеструктивного контроля.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 537—542

ДК 621.822.7 :331.225

Давидеану Н. и *Думитру П.*: **Аспекты применения средств материальной заинтересованности рабочих на подшипниковом заводе — Бырлад.**

Дается технико-экономический анализ влияния некоторых факторов материальной заинтересованности на рост продукции на подшипниковом заводе — Бырлад.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 542—546

ДК 621 :656.52 :621.86/87 :338.062.214.1]

Думитреску А. и *Пынзару М.*: **Механизация транспорта на машиностроительных заводах.**

Подчеркиваются основные проблемы, связанные с внутризаводским транспортом в машиностроительной промышленности.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 547—551

ДК 628.511.4 :621.928.37

Воику В. Курсару И: **Изучение эффективности многоциклонных батарей, применяемых в установках для обеспыливан ия воздуха.**

Приводятся экспериментальные результаты, полученные при применении двух многоциклонных батарей для обеспыливания воздуха, осуществленных Научно-исследовательским институтом по охране труда.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 552—555

CONTENTS

DC 622.243.13 :621.65

Peligrad, N. : **The working characteristics of mud pumps driven by hydraulic couple converters.**

The possibilities of reducing the number of size types of pistons and cylinder jackets for mud pumps are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 505—510

DC 622.242.1.001.24

Pavel, A. : **The calculus of the free oscillation period in the column-type apparatus.**

The methods used for calculating the free oscillation period in the column-type apparatus are presented and applied to the case of two freedom degrees.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 510—515

DC 621.914.2—752.001.5

Zgură, Gh. : **Theoretical and experimental researches concerning the vibration stability in the case of frontal milling.**

The causes of vibration occurrence in the case of frontal milling are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 516—523

DC 621.833.1

Mlădinescu, T. : **The dependence of the dynamic coefficient on the contact ratio in the cylindrical toothed gears with straight teeth.**

The interdependence of the dynamic coefficient and the contact ratio in cylindrical toothed gears with straight rigid and elastic teeth is analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 523—528

DC 621.791.75

Sălăgean, Tr. : **The thermic field and flow in the electric-arc welding.**

The definition functions of temperature and thermic flow in a given point in the electric-arc welding are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 9, p. 529—530

DC 621.512

Cosoroabă, V and *Oprea, N.* : **Studying the functional field of piston compressors.**

The possibilities of extending the functional field of piston compressors as related to the variation of constructive parameters are pointed out.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 9, p. 530–533

DC 621.835.2

Handra Luca, V. T. :**The determination of the curvature radius in cams with translation sole and oscillating pushers.**

A graphical method of determining the curvature centre in cam mechanisms with translation sole and oscillating pushers is suggested.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 9, p. 533–535

DC 621 :620.171.1

Vlădescu, M. : **The choice of the non-destructive control methods in the machine-building industry.**

The author studies the possibilities of applying the non-destructive control methods.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 9, p. 536–542

DC 621.822.7 :331.225

Davideanu, N. and *Dumitru, P.* : **Some aspects concerning the material incentive of workers at the Bîrlad Roller Bearing Factory.**

The paper contains a technical-economic analysis of the influence of some material incentive factors on yield increase at the Bîrlad Roller Bearing Factory.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 9, p. 542–546

DC 621 :656.52 :621.86/87 :338.062.214.1

Dumitrescu, A. and *Pînzaru, M.* : **The mechanization of transports in the machine-building plants.**

The main problems connected with the mechanization of transports in the machine-building plants are discussed.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 9, p. 547–551

DC 628.511.4 :621.928.37

Voicu, V. and *Cursaru, I.* : **Studying the efficiency of multicyclone batteries in air dusting installations.**

The experimental results obtained with two multicyclone batteries for air dusting achieved at the Labour Protection Research Institute are presented.

Construcția de Mașini 18 (1966), nr. 9, p. 552–555

SOMMAIRE

CD 622.243.13 :621.65

Peligrad, N. : **Les courbes caractéristiques de fonctionnement des pompes à boue commandées par des convertisseurs hydrauliques de couple.**

On examine les possibilités de réduire le nombre des dimensions typiques des pistons et des chemises de cylindre pour les pompes à boue.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 505–510

CD 622.242.1.001.24

Pavel, A. : **Le calcul de la période des oscillations propres des appareils type colonne.**

On présente les méthodes qui servent au calcul de la période des oscillations propres des appareils type colonne et on en applique les conclusions dans le cas de deux degrés de liberté.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 510–515

CD 621.914.2–752.001.5

Zgură, Gh. : **Recherches théoriques et expérimentales sur la stabilité aux vibrations dans le cas du fraisage frontal**

L'auteur analyse les causes de l'apparition des vibrations lors du fraisage frontal.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 516–523

CD 621.833.1

Mlădinescu, T. : **La dépendence entre le coefficient dynamique et le rapport de conduite pour les roues dentées cylindriques à dents droites.**

On étudie la dépendence entre le coefficient dynamique et le rapport de conduite pour les roues dentées cylindriques à dents droites, rigides et élastiques.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 523–528

CD 621.791.75

Sălăgean, Tr. : **Le champ et le flux thermique de soudage à l'arc électrique.**

On examine les fonctions qui définissent la température et le flux thermique dans un point donné, au soudage à l'arc électrique.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 529–530

CD 621.512

Cosoroabă, V. et *Oprea, M.* : **L'étude du domaine fonctionnel du compresseur à piston.**

On démontre les possibilités d'élargir le domaine fonctionnel du compresseur à piston selon la variation des paramètres constructifs.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 530–533

CD 621.835.2

Handra Luca, V. T. : **La détermination du rayon de courbure des cames à taquet semmelle de translation et à taquet oscillant.**

On propose une méthode graphique pour déterminer le rayon de courbure des mécanismes à cames à taquet semelle de translation et à taquet oscillant.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 533–535

CD 621 :620.171.1

Vlădescu, M. : **Le choix des méthodes de contrôle non destructif dans l'industrie de la construction mécanique.**

On étudie les possibilités d'application des méthodes de contrôle non destructif.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 536–542

CD 621.822.7 :331.225

Davideanu, N. et *Dumitru, P.* : **Aspects du coïntéressement matériel des ouvriers de la Fabrique de roulements de Bîrlad.**

On examine du point de vue technique et économique l'influence du coïntéressement matériel sur l'augmentation de la production de la Fabrique de roulements de Bîrlad.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 542–546

CD 621 :656.52 :621.86/.87 :338.062.214.1

Dumitrescu, A. et *Pînzaru, M.* : **La mécanisation des transports dans les usines qui construisent les machines.**

On met en évidence les problèmes principaux de la mécanisation du transport d'usine dans l'industrie de la construction mécanique.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 547–551

CD 628.511.4 :621.928.37

Voicu, V. et *Cursaru, I.* : **Etude sur l'efficacité des batteries de multicyclones dans les installations de dépoussiérage de l'air.**

On présente les résultats obtenus avec deux batteries de multicyclones pour le dépoussiérage de l'air, réalisées par l'Institut de recherches sur la sécurité du travail.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 9, p. 552–555

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, SEPTEMBRIE 1966, Nr. 9

Z 622.243.13 :621.65

Curbele caracteristice de funcţionare ale pompelor pentru noroi acţionate prin convertizoare hidraulice de cuplu

NICOLAE PELIGRAD
Laureat al Premiului de Stat

Pompele pentru noroi pot fi acţionate de la aceleaşi motoare cu care se antrenează troliul de foraj — în care caz sînt legate de instalaţiile de foraj — sau pot fi acţionate independent, formînd grupuri motopompă. În cazul instalaţiilor de foraj de mare adîncime sînt necesare pompe de mare putere, care să asigure debite şi presiuni corespunzătoare pentru un foraj economic.

Debitul este dictat de necesitatea asigurării unei viteze ascensionale în spaţiul inelar, capabilă să evacueze la suprafaţă particulele de rocă sfărîmată şi să nu împiedice colmatarea pereţilor găurii. Debitul minim necesar în funcţie de diametrul sapei se poate calcula şi din condiţia realizării unui debit specific (pe unitatea de suprafaţă a tălpii sondei) care să asigure o spălare eficientă. Debitele necesare depind deci de dimensiunile găurii sondei şi în consecinţă sînt mai mari pentru porţiunile de suprafaţă şi mai mici pentru porţiunile de adîncime.

Presiunea care trebuie asigurată fluidului de foraj este aceea necesară pentru a învinge toate pierderile de presiune ce intervin de la refularea pompei şi pînă la talpa sondei (ieşirea din duzele sapei). Pierderile de presiune sînt funcţie de adîncimea sondei, de debit, de garnitura de foraj, de diametrul găurii sondei şi de caracteristicile noroiului de foraj. Presiunile necesare la refularea pompelor pentru noroi cresc deci o dată cu adîncimea sondei (datorită pierderilor de presiune) şi, la aceleaşi adîncimi, depind şi de tipul forajului (cu turbină cu jet etc.).

În cazul forajului cu jet, presiunea pompei este utilizată în parte pentru învingerea pierderilor de presiune de la refularea din pompă şi pînă la intrarea în duzele sapei şi în parte pentru realizarea unei viteze foarte mari a noroiului (70—140 m/s), care asigură crearea jetului necesar realizării unui bun avans al sapei.

Datorită cerinţelor tehnologice apar deci necesare pompe pentru noroi care să satisfacă în bune condiţii forajul modern (forajul cu jet).

În ţara noastră, pentru forajul de mare adîncime s-au realizat pompele pentru noroi 2PN-800 şi 2PN-1250, capabile să dezvolte presiuni de 200 kgf/cm^2, respectiv 300 kgf/cm^2. Aceste pompe echipează instalaţiile de foraj 3DH-200 şi 4DH-315.

Pentru realizarea unui foraj economic, aceste pompe trebuie să fie utilizate cît mai aproape de puterea nominală, pentru diferite debite şi presiuni ce apar necesare.

Pentru a se cunoaşte modul în care pot fi utilizate cît mai raţional pompele pentru noroi este necesar să se analizeze curbele caracteristice de funcţionare ale acestora.

Pentru construirea curbelor caracteristice de funcţionare ale pompelor $p = f\,(Q)$, se utilizează relaţiile care dau debitul şi presiunea :

$$Q_t = \frac{\pi}{4}\,(2\,D^2 - d^2)\; s\, i\; \frac{n}{60}\, \mathrm{l/s}, \qquad (1)$$

în care :

D este diametrul pistonului, dm ;
d — diametrul tijei pistonului, dm ;
s — lungimea cursei, dm ;
i — numărul cilindrilor ;
n — numărul de curse duble/min.

Debitul real al pompei este :

$$Q_p = Q_t \cdot \eta_{vol}\;, \; \mathrm{l/s}, \qquad (2)$$

în care η_{vol} este randamentul volumetric al pompei.

Puterea hidraulică reală a pompei (la refularea din pompă) este :

$$P_{hp} = \frac{10\, p Q_p}{75}\ \mathrm{CP}, \qquad (3)$$

în care p este presiunea la refularea din pompă, kgf/cm².

Puterea la intrarea în pompă (la arborele pompei) este :

$$P_p = \frac{10\, pQ_{pv}}{75\, \eta_{mec}\, \eta_{vol}} = \frac{10\, p\, Q_t}{75\, \eta_{mec}},\ \text{CP}, \qquad (4)$$

în care η_{mec} este randamentul mecanic al pompei.

Din aceasta rezultă presiunea pe care pompa o dezvoltă la refulare :

$$p = \frac{75\, P_p\, \eta_{mec}}{10\, Q_t},\ \text{kgf/cm}^2 \qquad (5)$$

sau

$$p = \frac{450\, P_p\, \eta_{mec}}{\frac{\pi}{4}(2\, D^2 - d^2)\, \text{s.i.n.}}. \qquad (6)$$

Puterea pompei P_p se mai poate scrie şi sub forma :

$$P_p = \frac{M_p\, n_p}{716{,}2} = \frac{M_p n i_p}{716{,}2},\ \text{CP}, \qquad (7)$$

în care :

M_p este momentul la intrarea în pompă, kgf/m ;

n_p — turaţia la intrarea în pompă a arborelui pinion, rot/min ;

i_p — raportul dintre turaţia arborelui pinion şi a arborelui cotit.

Prin introducerea relaţiei (7) în (6) se obţine :

$$p = \frac{450\, \eta_{mec}\, i_p\, M_p}{716{,}2\, \frac{\pi}{4}(2\, D^2 - d^2)\, si},\ \text{kgf/cm}^2. \qquad (8)$$

Relaţiile (6) şi (8) arată cum variază presiunea de refulare la o pompă dată — echipată cu anumită cămaşă şi la un anumit număr de curse duble/min — în funcţie de puterea, respectiv de momentul de la intrarea în pompă.

În cazul pompelor 2PN-1250 şi 2PN-800 relaţiile (6) şi (8) devin :

$$p = 61\, \frac{P_p}{(2\, D^2 - d^2)\, n},\ \text{kgf/cm}^2; \qquad (9)$$

$$p = 0{,}085\, \frac{i_p\, M_p}{2\, D^2 - d^2},\ \text{kgf/cm}^2; \qquad (10)$$

pentru $\eta_{mec} = 0{,}85$; $i = 2$; $s = 400$ mm.

Cunoscînd că, pentru pompa 2PN-1250, $i_p = 4{,}63$, iar pentru pompa 2PN-800, $i_p = 4{,}65$, relaţia (10) devine :

$$p = 0{,}393\, \frac{M_p}{2\, D^2 - d^2},\ \text{kgf/cm}^2; \qquad (11)$$

$$p = 0{,}395\, \frac{M_p}{2\, D^2 - d^2},\ \text{kgf/cm}^2. \qquad (12)$$

Curbele caracteristice depind de sistemul de acţionare. In cazul pompelor acţionate de la instalaţia 3DH—200 şi 4DH—315, sistemul de acţionare este Diesel-hidraulic, prin convertizoare hidraulice de cuplu.

Acest mod de acţionare permite să se realizeze o variaţie continuă a debitului în funcţie de presiune, dînd posibilitatea utilizării pompelor cît mai aproape de puterea nominală. Acest fapt rezultă din analiza diagramelor din figura 1 (caracteristicile exterioare ale convertizorului hidraulic de cuplu CHC—750—1, cuplat cu grupul de foraj GF-581), observînd că în zona randamentelor optime $\eta \geqslant 0{,}8$, puterea P_2 la ieşirea din convertizor este aproape constantă, în timp ce M_2 variază în limite largi. Trasînd deci diagramele $p = f(Q)$ pentru putere constantă se realizează de fapt curbele caracteristice ale pompelor pentru noroi, acţionate prin convertizoare hidraulice de cuplu.

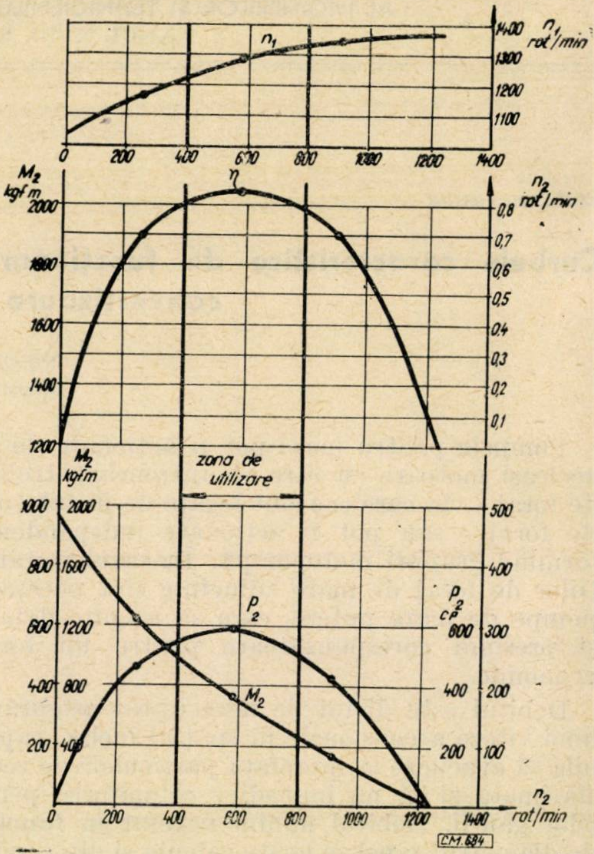


Fig. 1

Întrucît se poate realiza o variaţie continuă a numărului de curse duble, a apărut şi necesitatea extinderii domeniului de utilizare a acestora, pentru a se scoate din pompă maximum de performanţe.

În prezent, la pompe acţionate prin convertizoare hidraulice, numărul maxim de curse duble/min a ajuns la 85—95. Spre exemplu pompe cu o lungime de cursă de 14 in pot funcţiona cu un număr maxim de curse duble/min de 95, iar cele cu o lungime de cursă de 16 in cu un număr maxim de 85. Întrucît numărul de curse duble se poate schimba în funcţie de condiţiile forajului, rezultă de fapt că pompele pot funcţiona cu un număr de curse duble cuprins între cel nominal (65—70) şi cel maxim (85—95). Desigur că transmisia prin convertizoare hidraulice nu face decît să înlesnească utilizarea pompelor cu turaţie variabilă, nu rezolvă şi problemele legate de sporirea turaţiei. Printre cele mai importante condiţii ce trebuie să fie rezolvate pentru creşterea numărului de curse duble sînt următoarele :

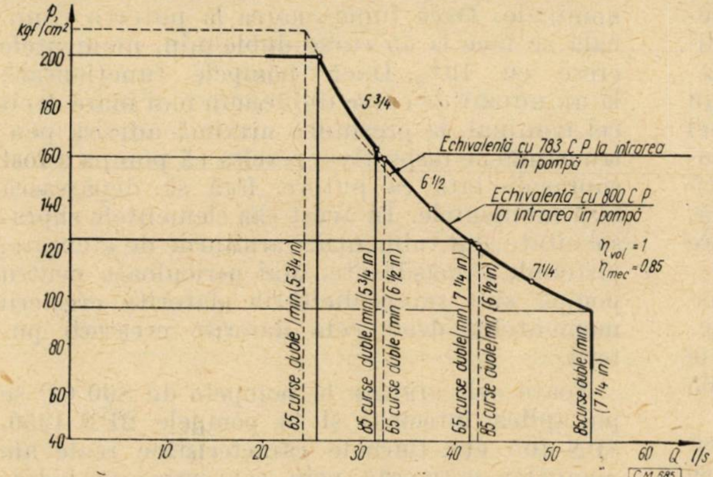


Fig. 2

— asigurarea funcţionării pompei cu randament volumetric bun, ceea ce de fapt înseamnă rezolvarea problemei aspiraţiei lichidului. De multe ori această problemă se rezolvă prin supraalimentarea pompelor pentru noroi, utilizînd în acest scop pompe centrifuge ;

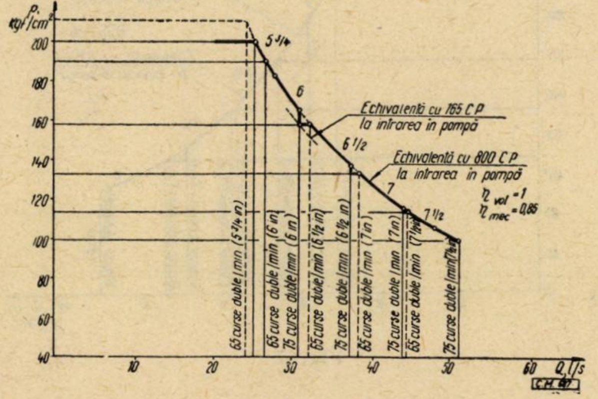


Fig. 4

— asigurarea anduranţei pompei, la elementele care depind de turaţie (rulmenţi, garnituri, piston, cămaşă etc.).

Cu cît numărul curselor duble maxime este mai mare, cu atît numărul cămăşilor necesare este mai mic. În figura 2 este arătată caracteristica unei pompe de 800 CP, care poate să funcţioneze pînă la 85 curse duble/min. Rezultă că funcţionarea la putere constantă este asigurată cu numai trei cămăşi. Pentru a se vedea diferenţa între gradul de utilizare a puterii în cazul acţionării mecanice şi acţionării prin convertizoare hidraulice, în figura 3 s-a trasat caracteristica aceleiaşi pompe acţionate mecanic. Se observă că, în timp ce la acţionarea prin convertizoare hidraulice puterea la intrare în pompă rămîne constantă la 800 CP, cu o singură excepţie (783 CP), la acţionarea mecanică ea variază între 800 şi 600 CP, dacă se foloseşte acelaşi număr de cămăşi. Pentru îmbunătăţirea gradului de utilizare a puterii la acţionarea mecanică este necesar să se mărească numărul cămăşilor. Se precizează că pentru aceeaşi putere la intrarea în pompă, motorul de antrenare de la acţionarea cu convertizoare hidraulice trebuie să fie mai mare cu circa 20 % decît cel de la acţionarea mecanică.

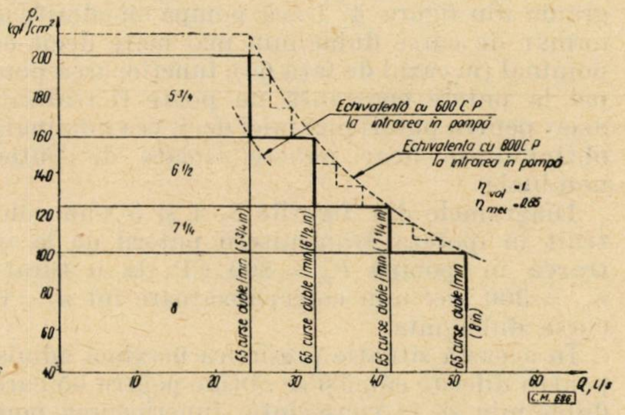


Fig. 3

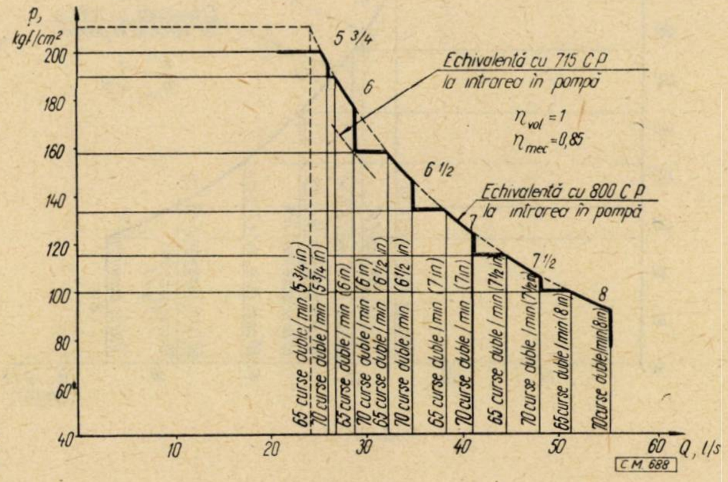


Fig. 5

Influenţa pe care o are valoarea maximă a numărului de curse duble/min asupra numărului cămăşilor se poate aprecia din figurile 4 şi 5.

Astfel, în prima diagramă numărul maxim de curse duble/min este de 75 și pentru utilizarea cît mai rațională a puterii instalate sînt necesare cinci cămăși, față de trei cămăși cît au fost necesare în cazul în care pompa a funcționat cu 85 curse duble/min. Dacă numărul maxim de curse duble/min este 70, sînt necesare cinci sau șase cămăși, iar gradul de utilizare a puterii este mai mic decît cel din diagrama din figura 4. Dacă pompa nu admite un număr de curse duble/min mai mare decît cel nominal (în cazul de față 65), funcționarea pompei la putere constantă nu poate fi realizată decît pentru puteri mai mici decît cea nominală, obținîndu-se doar puncte izolate de putere nominală.

Diagramele din figurile 3, 4 și 5 s-au construit în ipoteza transmiterii puterii de la intrarea în pompă $P_p = 800$ CP, la o turație $n_p = 300$ rot/min corespunzătoare lui $n = 65$ curse duble/min.

În această situație presiunea maximă admisă pentru diferite cămăși se obține pentru 65 curse duble/min și, în consecință, funcționarea pompelor la un număr de curse duble/min mai mic decît 65 nu se mai poate efectua decît la puteri mai mici decît puterea pompei. Acest lucru este ilustrat de diagrame, prin apariția unor trepte în variația lui $p = f(Q)$. Dacă se încearcă funcționarea la puterea nominală și pentru turații mai mici decît cea nominală (pentru care pompa a fost calculată), rezultă că presiunea depășește valoarea maximă admisă pe cămășile respective, provocînd suprasolicitarea pompei. Aceasta se poate întîmpla datorită faptului că, la ieșirea din convertizor, momentul crește pe măsură ce crește cuplul rezistent, iar puterea se menține, în zona randamentelor optime, aproape constantă. În consecință, utilizarea pompelor de noroi la puterea nominală la un număr de curse duble/min mai mic decît cel nominal, duce la depășirea momentului pentru care pompa a fost calculată, deci la suprasolicitarea ei. În figurile 6 și 7 sînt trasate diagramele aceleiași pompe în condiția funcționării pompei la puterea nominală de 800 CP pentru 60 curse duble/min. Se constată că momentele la intrarea în pompă sînt cu 9 % mai mari ca cele nominale. Dacă funcționarea la puterea nominală se face la 55 curse duble/min, momentele cresc cu 19 %. Dacă pompele funcționează la un număr de curse duble/min mai mare decît cel nominal, la presiunea maximă admisă pentru cămășile respective, rezultă că pompa a fost suprasolicitată ca putere, fără să depășească însă momentele. În acest caz elementele suprasolicitate sînt rulmenții, garniturile de etanșare, pistonul, cămășile etc. Mai periculoase pentru pompă sînt suprasolicitările datorite creșterii momentelor decît cele datorite creșterii puterii.

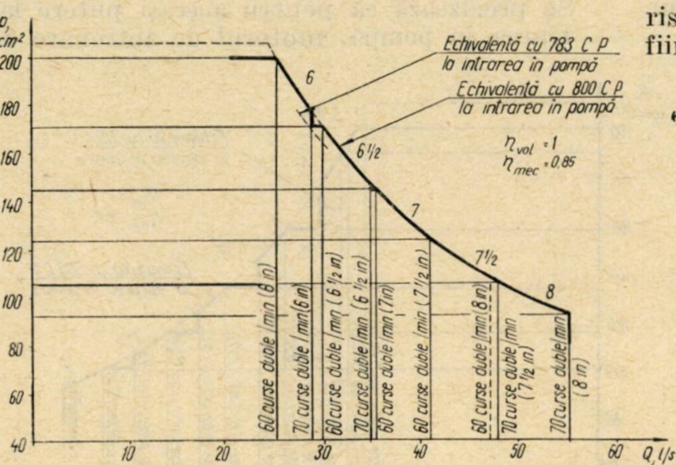


Fig. 6

Toate cele arătate la pompele de 800 CP se pot aplica întocmai și la pompele 2PN-1250, 3PN-465 etc. Curbele caracteristice reale ale pompelor acționate prin convertizoare hidraulice diferă puțin de cele arătate în diagramele teoretice din figurile 2—7, datorită următorilor factori :

— randamentul volumetric $\eta_{vol} < 1$ (în diagrame s-a considerat valoarea 1 pentru a se putea face comparația cu diferite pompe și sisteme de acționare) ;

— puterea la ieșirea din convertizor nu este constantă [1] variind în limitele arătate în figura 1.

Datorită acestui fapt forma curbei caracteristice este puțin diferită de o hiperbolă, ea fiind formată din fragmente de curbă pentru fiecare cămașă. Acestea sînt așezate aproape de curba de putere nominală. Modul cum sînt plasate aceste segmente depinde de porțiunea de putere P_2 care s-a folosit din caracteristica convertizorului și de valoarea randamentului volumetric.

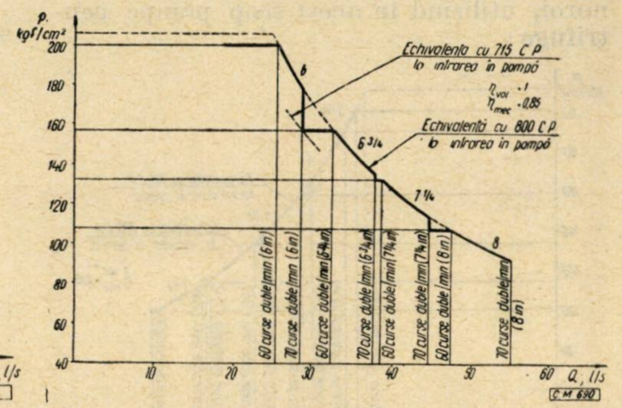


Fig. 7

Cunoscîndu-se momentele M_p la intrarea în pompă se pot determina momentele M_2 și turațiile n_2 de la ieșirea din convertizor, cu ajutorul relațiilor :

$$M_2 = \frac{M_p}{i_t \eta_t}, \qquad (13)$$

în care :

i_t este raportul dintre turația de la ieșirea din convertizor și turația de la intrarea în pompă ;

η_t — randamentul transmisiei de la ieșirea din convertizor la intrarea în pompă ;

$$n_2 = n\, i_p\, i_t\,. \qquad (14)$$

La convertizoarele hidraulice cu cuplu cu trei trepte se alege raportul i_t astfel încît să se obțină la pompă $n = 65$ curse duble/min pentru o turație n_2 la ieșirea din convertizor cuprinsă între 500 și 700 rot/min. Această valoare se alege în funcție de modul cum convertizorul se împerecheează cu motorul, astfel ca să se folosească puterea maximă disponibilă la ieșirea din convertizor. În această situație, pentru un număr maxim de curse duble/min de 85 — 95, turația la ieșirea din convertizor devine 700—900 rot/min.

În concluzie se pot face următoarele constatări :

Prin mărirea domeniului de funcționare a pompei la putere nominală se poate realiza reducerea la minimum a numărului de cămăși necesare. Acest domeniu poate fi mărit prin creșterea numărului de curse în care pompa să funcționeze la putere nominală.

Prin mărirea numărului de curse duble/min pînă la 85 pompa poate funcționa în intervalul 65 — 85 la putere nominală fără să se depășească momentul pompei, realizîndu-se un grad maxim de utilizare a puterii hidraulice. Dacă motoarele de antrenare au rezervă de putere, se poate uneori produce, în caz de nerespectarea variației $p = f(Q)$ corespunzătoare puterii nominale, suprasolicitarea pompei din punct de vedere al puterii.

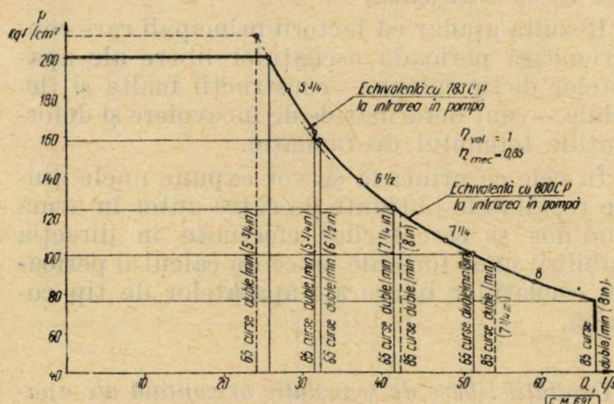


Fig. 8

Prin utilizarea pompei la un număr de curse duble/min mai mic decît 65, la puterea nominală a pompei, se suprasolicită pompa ca moment.

Prin mărirea numărului de curse duble/min pînă la 85 se poate realiza un grad mare de utilizare a puterii hidraulice instalate cu un minim de trei cămăși. Datorită variației continue a presiunii și debitului se pot utiliza în bune condiții o gamă mai largă de cămăși, nefiind necesar să se indice în mod obligatoriu trei cămăși, lucru foarte important pentru exploatare, întrucît se vor putea valorifica mai bine piesele de schimb de care se dispune pe diferite șantiere.

La începutul forajului pompele pot dezvolta debite mari făcînd forajul mai eficient, fapt care poate fi pus în evidență în special la sondele de mare adîncime care au la suprafață găuri de dimensiuni mai mari (fig. 8 și 9).

Datorită elasticității pompelor acționate prin convertizoare hidraulice de cuplu, cerințele forajului pot fi acoperite cu un număr mai redus de pompe, întrucît acestea se pot adapta ușor pentru debite mari la suprafață și presiuni mari la adîncime.

Se pot obține aceleași debite cu cămăși de 8 in pentru 65 curse duble/min sau cu cămăși de 7 1/4 in și 85 curse duble/min. Pompele care se construiesc pentru aceleași debite și presiuni vor avea cămășile mai grele dacă vor funcționa cu maximum 65 curse duble/min și mai ușoare pentru 85 curse duble/min, ceea ce este important avînd în vedere că sînt piese de mare uzură.

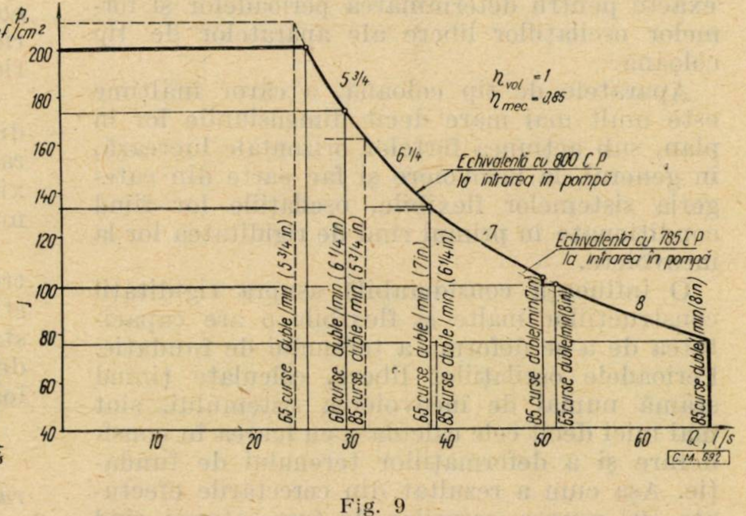


Fig. 9

Datorită caracteristicilor convertizorului pompele nu funcționează continuu la 85 curse duble/min așa cum s-ar întîmpla la o pompă cu funcționare mecanică, ci într-un domeniu cuprins între 65 și 85 curse duble/min.

În final rezultă următoarele concluzii :

— pentru a se putea utiliza în cele mai optime condiții pompele de noroi este necesar să se asigure funcționarea pompelor la un număr de curse duble/min mai mare ca 65. Aceasta dă posibilitatea reducerii la maximum a numărului de cămăși necesare, aducînd astfel o simplificare substanțială a sortimentelor pieselor de mare uzură (cămașă, piston, etanșări etc.). La începutul forajului pompele pot dezvolta debite mai mari decît cele nominale făcînd forajul mai eficient, lucru în special necesar la sondele de mare adîncime care au la suprafață găuri de dimensiuni mai mari;

— necesitatea supraalimentării pompelor pentru noroi pentru a se asigura în bune condiții funcționarea la un număr de curse duble/min cît mai ridicat;

—necesitatea îmbunătățirii continue a pieselor de uzură (garnituri, pistoane, cămăși etc.), astfel ca să se asigure un număr de ore de funcționare corespunzător, chiar și la turații mărite, în conformitate cu cele mai noi realizări din acest domeniu de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Peligrad, N.* și *Atanasiu, V.* Contribuții la acționarea pompelor de noroi din instalațiile de foraj prin intermediul transmisiilor hidraulice. În : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 8, august 1962.

CZ 622.242.1.001.24

Calculul perioadei oscilațiilor proprii ale aparatelor de tip coloană

Dr. ing. ALEXANDRU PAVEL

În majoritatea cazurilor practice, aparatele de tip coloană se caracterizează printr-o încărcare datorită masei proprii distribuită pe înălțime mai mult sau mai puțin uniform. Drept schemă de calcul, convenabilă pentru construcțiile de acest tip, poate fi admisă în unele cazuri consola cu masa uniform distribuită. Întrucît însă în practică se întîlnește o mare varietate a modurilor de distribuție a rigidităților și a maselor pe înălțimea construcțiilor flexibile, pînă în momentul de față nu se dispune încă de formule unice și totodată îndeajuns de exacte pentru determinarea perioadelor și formelor oscilațiilor libere ale aparatelor de tip coloană.

Aparatele de tip coloană, a căror înălțime este mult mai mare decît dimensiunile lor în plan, sub acțiunea forțelor orizontale lucrează, în general, la încovoiere și fac parte din categoria sistemelor flexibile, oscilațiile lor fiind condiționate în primul rînd de rigiditatea lor la încovoiere.

O influență considerabilă asupra rigidității construcțiilor înalte și flexibile o are capacitatea de a se deforma a terenului de fundație. Perioadele oscilațiilor libere, calculate ținînd seamă numai de încovoierea sistemului, sînt mai mici decît cele calculate cu luarea în considerare și a deformațiilor terenului de fundație. Așa cum a rezultat din cercetările efectuate [9] asupra coșurilor de fum, atunci cînd se iau în considerare și deformațiile terenului de fundație, perioadele se măresc, în medie, cu 10—20%, în funcție de dimensiunile fundației și de compactitatea terenului de fundație.

Deformațiile de lunecare ale construcției au o influență neglijabilă asupra rigidității construcțiilor înalte și flexibile de tip coloană și în calculele practice ele pot fi neglijate. Spre exemplu, dacă înălțimea construcției depășește de 5—6 ori dimensiunile sale în plan, eroarea la determinarea perioadelor oscilațiilor libere, provenită din neglijarea deformațiilor de lunecare, este [2], [9] de aproximativ 2% pentru oscilația fundamentală, 10% pentru modul doi de oscilație și 15—18% pentru modul trei de oscilație. În cazul construcțiilor și mai înalte, eroarea este și mai mică.

Inerția de rotație a secțiunilor construcției are o influență mai mică decît cea a deformațiilor de lunecare asupra formelor de oscilație corespunzătoare modurilor de oscilație superioare. De cele mai multe ori în calculele practice ea se neglijează.

Rezultă așadar că factorii principali care condiționează perioada oscilațiilor libere ale aparatelor de tip coloană—construcții înalte și flexibile — sînt deformațiile de încovoiere și deformațiile terenului de fundație.

În cele ce urmează se vor expune unele dintre rezultatele obținute de către autor în urma studiilor și cercetărilor efectuate în direcția stabilirii unor formule unice de calcul al perioadei oscilațiilor libere ale aparatelor de tip coloană.

Oscilații libere de translație orizontală ale aparatelor de tip coloană

După cum se știe [1], atîta timp cît eforturile unitare în material nu depășesc limita de proporționalitate, între eforturi unitare (respectiv forțe) și deformații se păstrează o strictă proporționalitate. Ecuația care reprezintă această proporționalitate pentru un sistem elastic este :

$$x = \delta_{11} F, \tag{1}$$

în care :

F este forța care produce deplasarea unui punct aparținînd sistemului elastic ;
x — deplasarea punctului respectiv în direcția forței F ;
δ_{11} — coeficient de proporționalitate.

Se presupune că sistemul elastic considerat este chiar un aparat de tip coloană. Dacă acest sistem este deranjat din poziția de echilibru printr-un șoc provocat de o cauză exterioară (vînt, cutremur etc.), în virtutea principiului acțiunilor reciproce și a principiului inerției el va începe să oscileze. Neglijînd rezistența aerului și oscilațiile (vibrațiile) de răsucire și considerînd numai oscilațiile (vibrațiile) transversale, se poate scrie :

$$x = \delta_{11} F_i \, , \qquad (1')$$

în care :

F_i este forța de inerție (forța lui d'Alembert), care apare ca o consecință a scoaterii sistemului elastic din poziția de echilibru ;
x — deplasarea unui punct aparținînd aparatului de tip coloană în direcția forței F_i ;
δ_{11} — coeficient de proporționalitate, care, în acest caz, reprezintă săgeata produsă de forța $F_i = 1$ pe sistemul elastic după direcția forței de inerție (care coincide cu direcția oscilației), măsurată în punctul considerat.

Conform ecuației fundamentale a mecanicii newtoniene [1—5] se poate scrie :

$$F_i = - m\ddot{x}, \text{ kgf}, \qquad (2)$$

unde :

m reprezintă masa sistemului elastic, respectiv a aparatului de tip coloană, kgf·s²/cm ;
$\ddot{x}$ — accelerația în punctul considerat, cm/s².

Înlocuind (2) în (1') și notînd :

$$\frac{1}{m\delta_{11}} = \omega^2, \text{ s}^{-2}, \qquad (3)$$

se obține :

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0, \qquad (4)$$

care este ecuația diferențială a unei mișcări oscilatorii armonice, a cărei soluție este de forma :

$$x = A \sin (\omega t + \lambda), \qquad (5)$$

în care :

A, λ sînt constante de integrare ;
ω — pulsația oscilației armonice libere, reprezentînd numărul de perioade în 2π secunde.

Pentru a putea determina perioada T a oscilațiilor libere este necesar să fie cunoscută pulsația lor ω, avînd în vedere că,

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \text{ s}. \qquad (6)$$

Dacă Q este greutatea aparatului de tip coloană, în kgf, și g este accelerația pămîntească (terestră), în cm/s², atunci :

$$m = \frac{Q}{g}, \text{ kgf}\cdot\text{s}^2/\text{cm}. \qquad (7)$$

Înlocuind (7) în (3), se obține :

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{Q \cdot \delta_{11}}}, \text{ s}^{-2}. \qquad (8)$$

Avînd în vedere că direcția oscilațiilor coincide cu direcția deplasării, rezultă :

$$Q\, \delta_{11} = f_{static}, \text{ cm}, \qquad (9)$$

în care f_{static} reprezintă săgeata statică maximă măsurată în punctul respectiv (centrul de masă al aparatului de tip coloană) atunci cînd aparatul este încărcat în centrul său de masă cu sarcina Q considerată ca acționînd orizontal.

Introducînd (8) și (9) în (6), pentru calculul perioadei oscilațiilor libere (fundamentale) de translație orizontală ale aparatelor de tip coloană se obține o relație identică cu cunoscuta relație a lui Geiger :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f_{static}}{g}}, \text{ s}. \qquad (10)$$

Pentru $g = 981$ cm/s² și f_{static} exprimat în cm, relația lui Geiger devine :

$$T = 0{,}20 \sqrt{f_{static}}, \text{ s}. \qquad (11)$$

Oscilații libere de rotație în jurul unei axe orizontale ale aparatelor de tip coloană

La aparatele de tip coloană, de regulă oscilațiile libere de translație orizontală nu se produc în mod izolat, ci sînt însoțite de oscilații libere de rotație, datorită faptului că forțele perturbatoare nu acționează după direcția axelor elastice principale [6], [8].

Dacă se studiază numai problema oscilațiilor libere de rotație în jurul unei axe orizontale, perpendiculare pe planul oscilațiilor libere de translație orizontală, apar următoarele două cupluri (fig. 1 : C — centrul forțelor elastice ; O — centrul de masă al ansamblului aparat-bloc de fundație, φ — unghiul de rotire în jurul axei orizontale) :

— un cuplu format de greutatea $Q_{max} = Q + G_f$ și reacțiunea $R = Q_{max}$, avînd valoarea $Q_{max}\, h\varphi$, admițînd că centrul de masă al ansamblului aparat-bloc de fundație se găsește la distanța h de planul tălpii de fundație și că $\widehat{OO'} \cong \overline{O'O''}$;

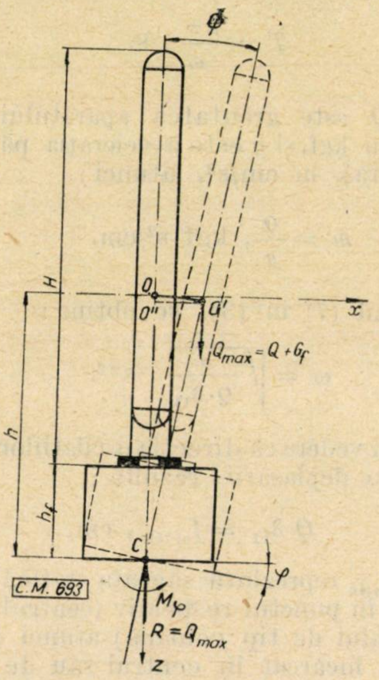


Fig. 1

— un cuplu al forțelor elastice ale terenului, de sens contrar primului, al cărui moment are valoarea $M_\varphi = K_\varphi \varphi$ [6], [8].

Rotirea ansamblului aparat-bloc de fundație (fig. 1) are loc în jurul axei ce trece prin centrul C al forțelor elastice (care este și centrul de masă al tălpii fundației) și este perpendiculară pe planul xoz.

Momentul cuplului rezultant va fi:

$$M_y = Q_{max} h\varphi - K_\varphi \varphi, \tag{12}$$

în care:

G_f este greutatea blocului de fundație, kgf;

φ, K_φ^* — au semnificațiile cunoscute [6], [8].

Dacă se notează cu J_c momentul de inerție al masei ansamblului aparat-bloc de fundație în raport cu axa în jurul căreia se face rotirea (kgf·s²·cm), atunci ecuația mișcării oscilatorii de rotație va fi:

$$J_c \ddot{\varphi} = M_y. \tag{13}$$

Introducînd (12) în (13) și efectuînd operațiile auxiliare de calcul, se obține:

$$\ddot{\varphi} + \frac{K_\varphi - Q_{max} \cdot h}{J_c} \varphi = 0. \tag{13'}$$

Comparînd ecuația (13′) cu ecuația (4), se vede că pulsația oscilațiilor libere de rotație în jurul unei axe orizontale ale aparatelor de tip coloană este:

$$\omega = \sqrt{\frac{K_\varphi - Q_{max} h}{J_c}}, \text{ s}^{-1}. \tag{14}$$

Considerînd expresiile (6) și (14) și expresia de calcul a rigidității la rotire a fundației [6], [8]:

$$K_\varphi = C_\varphi I_f, \text{ kgf·cm}, \tag{15}$$

pentru perioada oscilațiilor libere (fundamentale) de rotație în jurul unei axe orizontale ale aparatelor de tip coloană, se obține următoarea formulă de calcul:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_c}{C_\varphi I_f - Q_{max} h}}, \text{ s}, \tag{16}$$

unde:

C_φ este coeficientul de compresiune elastică neuniformă [6], [8], kgf/cm³;

I_f — momentul de inerție al secțiunii tălpii fundației în raport cu axa de rotație conținută în planul tălpii, cm⁴.

Oscilații libere combinate (de translație orizontală și de rotație în jurul unei axe orizontale) ale aparatelor de tip coloană

Dacă s-ar considera separat numai oscilațiile libere de translație orizontală sau numai oscilațiile libere de rotație în jurul unei axe orizontale, problema s-ar situa într-un caz cu totul particular sau nereal. În cazurile practice, reale, ansamblul aparat-bloc de fundație este un sistem oscilant cu mai multe grade de libertate dinamică, iar forțele care acționează asupra lui produc oscilații corespunzătoare. Mișcarea ansamblului aparat-bloc de fundații s-ar putea reduce la o oscilație simplă de translație sau de rotație numai atunci cînd una dintre constantele elastice ale terenului de fundație ar fi infinită, deci numai atunci cînd, pentru anumite mișcări, solul s-ar comporta ca un rigid perfect (caz nereal).

Presupunînd că oscilațiile de translație orizontală și de rotație au loc numai în planul xoz (fig. 2), sistemul corespunzător de ecuații diferențiale, care reprezintă mișcările oscilatorii libere, este:

$$\left.\begin{aligned} m\ddot{x} &= \sum F_x \\ J\ddot{\varphi} &= \sum M_y \end{aligned}\right\}, \tag{17}$$

în care:

m este masa ansamblului aparat-bloc de fundații, kgf·s²/cm;

x — deplasarea unui punct al sistemului în direcția forței rezultantei $\sum F_x$, cm;

$\sum F_x$ — forța rezultantă în cazul oscilațiilor libere de translație orizontală, kgf;

---

* Se exprimă în kgf . cm

J — momentul de inerţie al masei ansamblului aparat-bloc de fundaţie faţă de axa *oy* care trece prin centrul de masă O, kgf·s²·cm;

φ — unghiul de rotire în jurul axei orizontale, radiani;

$\sum M_y$ — momentul cuplului rezultant în cazul oscilaţiilor de rotire în jurul unei axe orizontale *oy*, perpendiculare pe planul *xoz* şi trecînd prin centrul de masă O, kgf·cm;

t — timpul, s.

Pentru a putea explicita ecuaţiile mişcării este necesar să se determine forţele şi momentele cuplurilor care acţionează asupra ansamblului aparat-bloc de fundaţie.

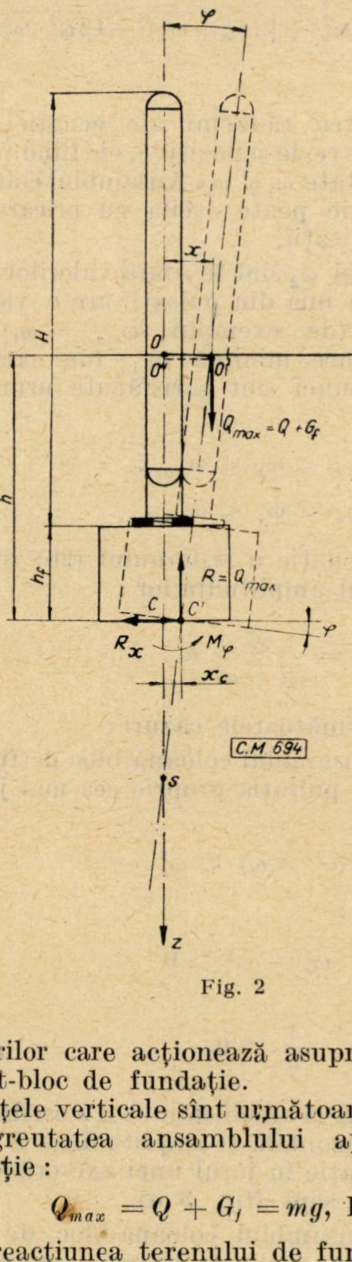


Fig. 2

Forţele verticale sînt următoarele (fig. 2):

— greutatea ansamblului aparat-bloc de fundaţie:

$$Q_{max} = Q + G_f = mg, \text{ kgf}; \qquad (18)$$

— reacţiunea terenului de fundaţie în stare de repaus:

$$R = -Q_{max} = -mg, \text{ kgf}. \qquad (19)$$

Forţele orizontale sînt reduse la una singură, reprezentată de reacţiunea elastică pe suprafaţa de rezemare a fundaţiei, care apare în urma deplasării orizontale x_c (fig. 2). Această reacţiune se calculează cu formula [6], [8]:

$$R_x = K_x\, x_c, \text{ kgf}, \qquad (20)$$

unde K_x este rigiditatea terenului de fundaţie la lunecare [6], [8], kgf/cm.

Avînd în vedere că, în ecuaţia mişcării corespunzătoare oscilaţiilor libere de translaţie orizontală, variabila este deplasarea:

$$x = \overline{O'O''} \cong \widehat{OO'}$$

a centrului de masă O (fig. 2), pentru a o introduce în expresia (20) se scrie că această deplasare rezultă din translaţia x_c a centrului de masă C al tălpii fundaţiei şi rotirea $\varphi \cdot h$ în jurul punctului C, adică:

$$x = x_c + \varphi h.$$

Rezultă:

$$R_x = -K_x(x - \varphi \cdot h) = -C_x A_f (x - \varphi \cdot h), \text{ kgf}, \qquad (20')$$

unde:

C_x este coeficientul de lunecare elastică uniformă [6], [8], kgf/cm³;

A_f — aria tălpii fundaţiei, cm².

Avînd în vedere însă că:

$$Q_{max}\, \delta_{11} = \frac{Q_{max}}{K_x} = \frac{Q_{max}}{C_x \cdot A_f} = f_{statie}, \text{ cm},$$

se obţine:

$$R_x = -\frac{Q_{max}}{f_{static}}(x - \varphi \cdot h), \text{ kgf}. \qquad (20'')$$

Cuplurile care produc rotiri în planul *xoz*, calculate faţă de axa *oy* (care este perpendiculară pe planul figurii 2 şi trece prin punctul O) sînt:

— cuplul format de greutatea Q_{max} şi reacţiunea statică $R = -Q_{max}$, al cărui moment are următoarea expresie de calcul (fig. 2):

$$M_1 = Q_{max}\varphi h, \text{ kgf} \cdot \text{cm}; \qquad (21)$$

— cuplul reacţiunii elastice R_x a terenului, al cărui moment este:

$$M_2 = R_x h = \frac{Q_{max}}{f_{static}}(x - \varphi h)\, h, \text{ kgf}\cdot\text{cm}; \qquad (22)$$

— cuplul reacţiunii elastice neuniforme care apare în timpul oscilaţiilor de rotaţie în jurul unei axe orizontale, el fiind de sens contrar celor precedente (roteşte pe z către x în fig. 3) şi avînd un moment:

$$M_3 = -M_\varphi = -K_\varphi \varphi = -C_\varphi I_f \varphi, \text{ kgf}\cdot\text{cm}. \qquad (23)$$

Ecuaţiile diferenţiale de mişcare, obţinute în urma substituirii valorilor (20) — (23) în sistemul (17), sînt următoarele (forțele verticale nu interesează) :

$$\left.\begin{aligned} & m\ddot{x} + \frac{Q_{max}}{f_{static}}\,x - \frac{Q_{max}}{f_{static}}\,\varphi\,h = 0 \\ & J\ddot{\varphi} + \left(C_{\varphi}\,I_{f} - Q_{max}\,h + \frac{Q_{max}}{f_{static}}\,h^{2}\right)\varphi - \\ & \qquad - \frac{Q_{max}}{f_{static}}\,xh = 0 \end{aligned}\right\}. \tag{24}$$

Sistemului de ecuații diferențiale obținut urmează să i-se caute cele două pulsații proprii corespunzătoare celor două oscilații libere fundamentale.

Soluțiile sistemului (24) se iau sub forma :

$$\begin{aligned} x &= A\sin(\omega t + \lambda); \\ \varphi &= B\sin(\omega t + \lambda), \end{aligned} \tag{25}$$

în care A, B și λ sînt constante de integrare care se pot determina din condițiile inițiale.

Derivînd de două ori soluțiile adoptate (25) și substituind valorile obținute în sistemul (24), se obține :

$$\left.\begin{aligned} & A\left(\frac{Q_{max}}{f_{static}} - m\,\omega^{2}\right) - \frac{Q_{max}\,h}{f_{static}}\,B = 0 \\ & -A\,\frac{Q_{max}\,h}{f_{static}} + \Bigg(C_{\varphi}\,I_{f} - Q_{max}\,h + \\ & \qquad + \frac{Q_{max}h^{2}}{f_{static}} - J\,\omega^{2}\Bigg)\,B = 0 \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

în care :

$$m = \frac{Q_{max}}{g}.$$

Pentru ca sistemul (26) să aibă soluții A și B diferite de zero, deci pentru ca să existe mișcări oscilatorii (A și B sînt amplitudini), este necesar ca determinantul său să fie nul. Punînd această condiție și efectuînd toate calculele, în final rezultă :

$$\omega^{4} - \left[\frac{C_{\varphi}\,I_{f} - Q_{max}h}{J} + \frac{g}{f_{static}} + \frac{Q_{ma}{}^{x}h^{2}}{J\,f_{static}}\right]\omega^{2} + \\ + \frac{g}{f_{static}}\cdot\frac{C_{\varphi}I_{f} - Q_{max}h}{J} = 0. \tag{27}$$

S-a obținut astfel o ecuație de gradul doi în ω^{2}, avînd soluțiile ω_1^2 și ω_2^2, în care se fac următoarele substituiri :

$\frac{g}{f_{static}} = \omega_x^2$ — pulsația oscilațiilor libere de translație orizontală (formulele 8 și 9) ;

$\frac{C_{\varphi}I_{f} - Q_{max}h}{J_{c}} = \omega_{\varphi}^{2}$ — pulsația oscilațiilor libere de rotație în jurul unei axe orizontale (formula 14) ;

$$\frac{J}{J_{c}} = \beta; \quad 0 \leqslant \beta \leqslant 1;$$

$J_{c} = J + mh^{2}$ (conform teoremei lui Steiner). Rezultă :

$$\omega^{4} - \frac{\omega_x^2 + \omega_\varphi^2}{\beta}\,\omega^{2} + \frac{\omega_x^2\,\omega_\varphi^2}{\beta} = 0, \tag{28}$$

soluțiile ecuației (28) fiind :

$$\omega^{2} = \frac{1}{2\beta}\left[\omega_x^2 + \omega_\varphi^2 \pm \sqrt{(\omega_x^2 + \omega_\varphi^2)^2 - 4\beta\,\omega_x^2\cdot\omega_\varphi^2}\right], \mathrm{s}^{-2}. \tag{29}$$

Din cele patru rădăcini ale ecuației (28) numai două sînt reale și pozitive, ele fiind pulsațiile proprii căutate ω_1 și ω_2. Ansamblul coloană-bloc de fundație poate oscila cu oricare din aceste două pulsații.

Pulsațiile ω_1 și ω_2 sînt în afara valorilor ω_x și ω_φ. Astfel, dacă una din pulsații are o valoare maximă ω_{max} (de exemplu $\omega_{max} = \omega_1$), iar cealaltă o valoare minimă ω_{min} (de exemplu $\omega_{min} = \omega_2$), atunci sînt satisfăcute următoarele condiții :

$$\begin{aligned} \omega_{min} &< \omega_x < \omega_{max}; \\ \omega_{min} &< \omega_\varphi < \omega_{max}. \end{aligned} \tag{30}$$

Din prima ecuație a sistemului (26) se calculează raportul amplitudinilor :

$$\frac{A}{B} = \frac{\omega_x^2}{\omega_x^2 - \omega^2}\,h. \tag{31}$$

Se disting următoarele cazuri :

Cazul a — ansamblul coloană-bloc de fundație oscilează cu pulsația proprie cea mai joasă, adică :

$$\omega^{2} = \omega_2^2 < \omega_x^2.$$

În acest caz :

$$\omega_x^2 - \omega^2 > 0$$

și deci :

$$\frac{A}{B} > 0,$$

ceea ce înseamnă că amplitudinea A a oscilațiilor de translație orizontală și amplitudinea B a oscilațiilor de rotație în jurul unei axe orizontale sînt de același sens (fig. 3 *a*).

Cazul b — ansamblul coloană-bloc de fundație oscilează cu pulsația proprie superioară, adică :

$$\omega^{2} = \omega_1^2 > \omega_x^2.$$

În acest caz :

$$\omega_x - \omega < 0$$

şi deci :

$$\frac{A}{B} < 0.$$

Rezultă că A şi B sînt de semne contrarii, deci oscilaţiile de translaţie orizontală şi oscilaţiile de rotaţie în jurul unei axe orizontale sînt de sensuri diferite (fig. 3 *b*) ; la o deplasare spre dreapta datorită translaţiei, rotaţia produce deplasări contrare, spre stînga.

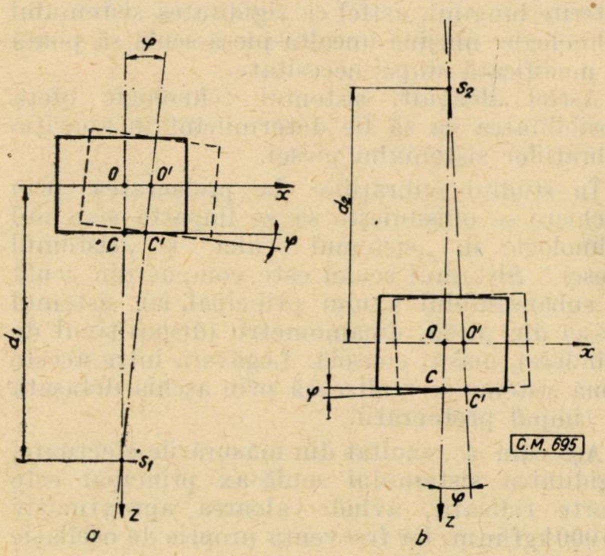


Fig. 3

După cum este ştiut de la studiul cinematic al mişcării plane [7], mişcările rezultate din translaţii şi rotaţii sînt echivalente cu rotaţii în jurul centrelor instantanee de rotaţie S_1 şi S_2 (fig. 3). În acest fel, dacă $\overline{OO'} = A$ este amplitudinea deplasării x, iar unghiul $OS_1O' = B$ (respectiv $\widehat{OS_2O'} = B$) este amplitudinea unghiului de rotaţie φ, se vede că raportul A/B măsoară tocmai distanţa de la centrul instantaneu de rotaţie S_1 sau S_2 la centrul de masă O. Aşadar rezultă :

— *cazul a* $(\omega^2 = \omega_2^2)$:

$$d_1 = \frac{\omega_x^2}{\omega_x^2 - \omega_2^2}\, h, \text{ cm} ; \tag{32}$$

— *cazul b* $(\omega^2 = \omega_1^2)$:

$$d_2 = \frac{\omega_x^2}{\omega_x^2 - \omega_1^2}\, h, \text{ cm}. \tag{33}$$

Formulele de calcul al perioadelor oscilaţiilor proprii (libere) vor fi deci :

— *cazul a* $(\omega = \omega_{min} = \omega_2)$:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_2} = \frac{2\pi\sqrt{2\beta}}{\sqrt{\omega_x^2 + \omega_\varphi^2 - [\omega_x^4 + \omega_\varphi^4 + 2\,\omega_x^2\omega_\varphi^2\,(1 - 2\beta)]^{1/2}}}, \text{ s} ; \tag{34}$$

— *cazul b* $(\omega = \omega_{max} = \omega_1)$:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2\pi\sqrt{2\beta}}{\sqrt{\omega_x^2 + \omega_\varphi^2 + [\omega_x^4 + \omega_\varphi^4 + 2\,\omega_x^2\omega_\varphi^2\,(1 - 2\beta)]^{1/2}}}, \text{ s}. \tag{35}$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Timoshenko, S. P.* Résistance des matériaux, I. Paris — Liège, Librairie Polytechnique Ch. Béranger, 1947.

[2] *Timoshenko, S. P.* Théorie des vibrations à l'usage des ingénieurs. Paris — Liège, Librairie Polytechnique Ch. Béranger, 1947.

[3] *Hamburger, L.* şi *Buzdugan, Gh.* Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[4] *Den Hartog, J. P.* Mechanical Vibrations. Fourth Edition. New York, Toronto, London, Mc Graw Hill Book Company, Inc., 1956.

[5] *Kin N. Tong.* Theory of Mechanical Vibrations. New York, London, John Wiley, 1959.

[6] *Buzdugan, Gh., Hamburger, L.* şi *Wermescher, V.* Fundaţii de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[7] *Vîlcovici, V., Bălan, Şt.* şi *Voinea. R.* Mecanica teoretică. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

[8] *Pavel, A.* Cîteva consideraţiuni privind calculul şi construcţia fundaţiilor pentru aparatele de tip coloană. In : Buletinul Institutului de petrol, gaze şi geologie, vol. **XIII**, 1965.

[9] *Sudniţin, A. I.* Kolebaniia sterjnei peremennogo seceniia s ucetom deformaţii sdviga uprugoi podatlivosti oporî. Avtoreferat kand. diss. Moskva, 1955.

CZ 621.914.2–752.001.5

Cercetări teoretice şi experimentale privind stabilitatea la vibraţii în cazul frezării frontale

Dr. ing. GHEORGHE ZGURĂ

La prelucrarea metalelor apar adesea oscilaţii periodice care deranjează procesul de aşchiere liniştită şi au urmări nefavorabile asupra maşinii-unelte şi a sculelor aşchietoare.

Aceste mişcări oscilatorii neprevăzute în schemele de prelucrare conduc la înrăutăţirea calităţii suprafeţei prelucrate, la micşorarea durabilităţii sculelor aşchietoare, la limitarea prelucrării cu parametri ridicaţi ai procesului de aşchiere.

În majoritatea lucrărilor sînt studiate cu precădere vibraţiile care apar la prelucrarea prin strunjire. Vibraţiile la prelucrarea prin frezare sînt încă insuficient studiate.

Pentru elucidarea unor probleme legate de cauzele apariţiei fenomenului vibrator au fost efectuate experienţe pe o maşină de frezat verticală 6 H 82 la care a fost adoptat următorul sistem de coordonate :

axa *ox* pe direcţia avansului transversal ;
axa *oy* pe direcţia avansului longitudinal ;
axa *oz* pe direcţia avansului vertical.

Instalaţia de experimentare, reprezentată în figura 1, este compusă dintr-un dinamometru cu mărci tensometrice pentru măsurarea forţelor de aşchiere pe direcţia *x*, *y*, *z*, captori seismici cu mărci tensometrice pentru măsurarea vibraţiilor pe direcţia *y* şi *z*, o punte tensometrică TY4M şi un oscilograf cu bucle H102

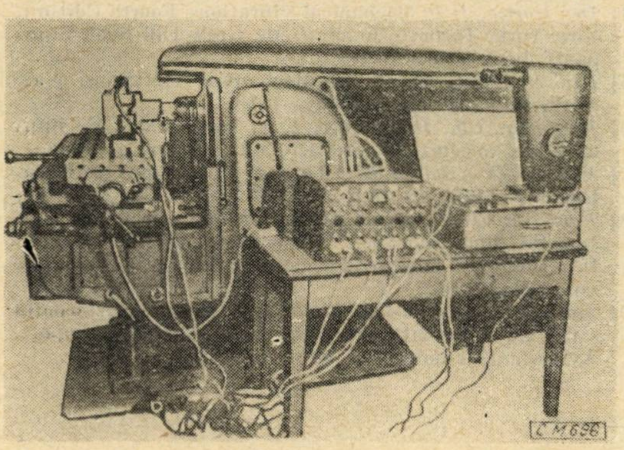


Fig. 1

Ca sculă aşchietoare s-a utilizat o freză frontală cu un singur dinte cu plăcuţă din aliaj dur T5K10. Experienţele s-au făcut pe un oţel de construcţie OLC 45.

Piesa de prelucrat a fost aleasă sub formă de bară cu secţiune dreptunghiulară (30 × 80 mm), astfel ca rigiditatea pe cele două direcţii *y* şi *z* să poată varia în limite largi. În plus, piesa poate fi fixată în dispozitivul de prindere (dinamometru pentru măsurarea forţelor de aşchiere) la diferite lungimi, astfel ca rigiditatea sistemului tehnologic maşină-unealtă-piesă-sculă să poată fi modificată după necesitate.

Astfel alcătuit, sistemul tehnologic oferă posibilitatea ca să fie determinant în apariţia vibraţiilor sistemului piesei.

În studiul vibraţiilor la prelucrarea prin aşchiere se obişnuieşte să se împartă sistemul tehnologic în ,,sistemul sculei'' şi ,,sistemul piesei''. Sistemul sculei este compus din sculă şi subansamblul axului principal, iar sistemul piesei din piesă, dinamometru (dispozitivul de prindere), masă, consolă. Legătura între aceste două sisteme se realizează prin aşchia detaşată în timpul prelucrării.

Aşa cum a rezultat din măsurările efectuate, rigiditatea sistemului sculă-ax principal este foarte ridicată, avînd valoarea aproximativ 10 000 kgf/mm, iar frecvenţa proprie de oscilaţie în jurul a 600 Hz.

Rigiditatea sistemului piesei a fost mult mai mică decît cea a sistemului sculei fiind cuprinsă între 600 şi 2500 kgf/mm, iar frecvenţa proprie de oscilaţie a variat între 140 şi 310 Hz.

Din datele arătate rezultă că axul principal împreună cu scula aşchietoare nu puteau să efectueze decît vibraţii de înaltă frecvenţă care nu modifică esenţial grosimea aşchiei îndepărtate de pe piesă în timpul prelucrării. În acest caz determinant a fost sistemul piesei care, datorită rigidităţii scăzute, a permis apariţia fenomenului oscilant cu o frecvenţă foarte apropiată de frecvenţa proprie de oscilaţie a acestuia.

Frecvenţa proprie de oscilaţie a fost determinată prin înregistrarea vibraţiilor proprii, provocate prin lovirea piesei sau frezei cu un ciocan de plumb.

Corespondenţa frecvenţei proprii a sistemului piesei cu frecvenţa autooscilaţiilor a fost verificată pentru diferite rigidităţi ale sistemului piesei şi a fost înregistrată pe oscilograme. În figura 2, *a* şi *b* sînt prezentate două oscilograme ale oscilaţiilor proprii (fig. 2, *a*) şi autooscilaţiilor ce au luat naştere la aşchiere (2, *b*) în aceleaşi condiţii de rigiditate.

Lăţimea de frezare *B* a fost în unele cazuri mai mică decît diametrul frezei *D*, iar în altele mai mare, pentru a putea urmări comportarea fenomenului pe toată lungimea arcului de contact al sculei cu piesa ($0° \leqslant \psi \leqslant 180°$).

În figura 3 este redată oscilograma vibrațiilor care iau naștere la frezarea unei piese cu $B > D$.

Din examinarea oscilogramei prezentate rezultă că în cazul frezării frontale fenomenul vibrator este foarte nestabil în limitele unei rotații ale sculei așchietoare.

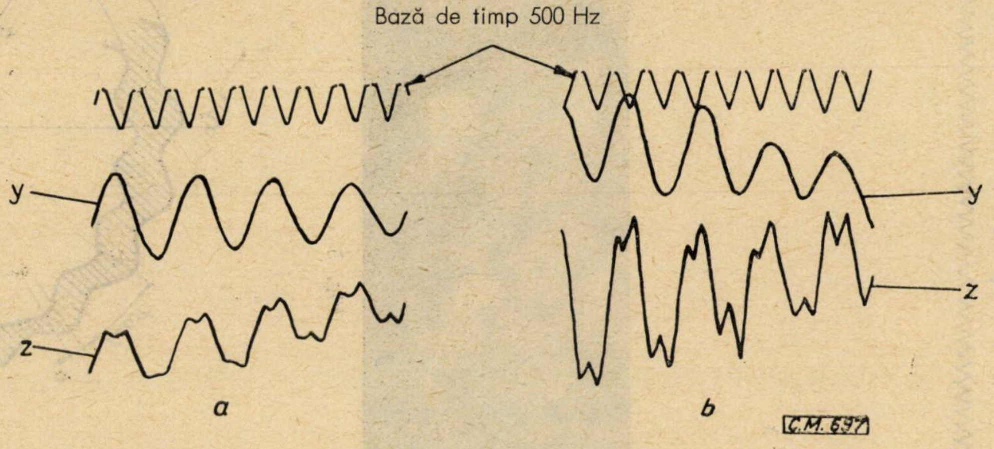


Fig. 2

În afară de cercetările oscilografice ale vibrațiilor la frezare, în lucrare [5] s-a studiat forma traiectoriei mișcării oscilatorii a piesei cu ajutorul unui aparat de filmat (fig. 4) cu viteza de înregistrare de 64 imagini pe secundă.

Cu această viteză de înregistrare au fost obținute aproximativ 30 de imagini într-o singură rotație a axului principal ($n = 118$ rot/min). Aparatul a fost așezat astfel că latura mică a imaginii a coincis cu axa z, iar latura mare cu axa y. La viteza de înregistrare aleasă, pe un cadru de peliculă cinematografică s-a înregistrat de fiecare dată cel puțin un ciclu complet de oscilație.

Din imaginile prezentate (fig. 5) rezultă că traiectoria oscilațiilor este aproape liniară, iar direcția de oscilație se schimbă o dată cu rotația sculei așchietoare.

Analizînd curbele obținute s-a constatat că traiectoria oscilațiilor face un unghi α cu tangenta la arcul de cerc descris de scula așchietoare. Unghiul α a fost numit unghiul oscilațiilor și este aproximativ constant, avînd valoarea în jurul a 18°.

În aceleași puncte în care s-a determinat unghiul oscilațiilor a fost determinat unghiul făcut de direcția de acțiune a forței de așchiere $\overline{P} = \overline{P}_y + \overline{P}_z$ și tangenta la traiectorie, pe baza oscilografierii forțelor de așchiere.

Ca și unghiul oscilațiilor, unghiul acesta, notat cu β, este aproximativ constant și are valoarea cuprinsă între 25 și 35°.

Pe baza acestor rezultate fenomenul studiat poate fi reprezentat schematic așa cum este arătat în figura 6.

Ondulațiile rezultate pe suprafața de așchiere datorită vibrațiilor ce iau naștere în procesul de lucru conduc la modificarea grosimii așchiei îndepărtate de scula așchietoare.

În aceste condiții forța de așchiere devine variabilă, creîndu-se în felul acesta sursa care întreține fenomenul vibrator.

Forța de așchiere este o funcție de secțiunea așchiei îndepărtate. Așa cum a fost ales sistemul tehnologic, în direcția axei x rigiditatea a fost destul de mare și adîncimea de așchiere nu a suferit o modificare esențială datorită vibrațiilor.

Cea mai însemnată modificare o capătă mărimea avansului pe dinte S_z.

Schema modificării grosimii așchiei îndepărtate este prezentată în figura 7.

Este știut că forța de așchiere la frezarea frontală în cazul absenței procesului vibrator are expresia :

$$P_0 = C \frac{v^n t^y S_z^x \sin^x \psi}{\sin^{y-x} \varkappa \cdot \cos \beta}, \tag{1}$$

în care :

C este o constantă ce depinde de materialul de prelucrat și de natura sculei așchietoare ;
S_z — avansul, mm/dinte ;
t — adîncimea de așchiere, mm ;
v — viteza de așchiere, m/min ;
$\varkappa$ — unghiul de atac principal, grd ;
β — unghiul făcut de direcția forței de așchiere și tangenta, grd ;
ψ — unghiul de contact al sculei cu piesa, grd ;
x, y, n — exponenți a căror mărime depinde de materialul piesei și de natura sculei așchietoare.

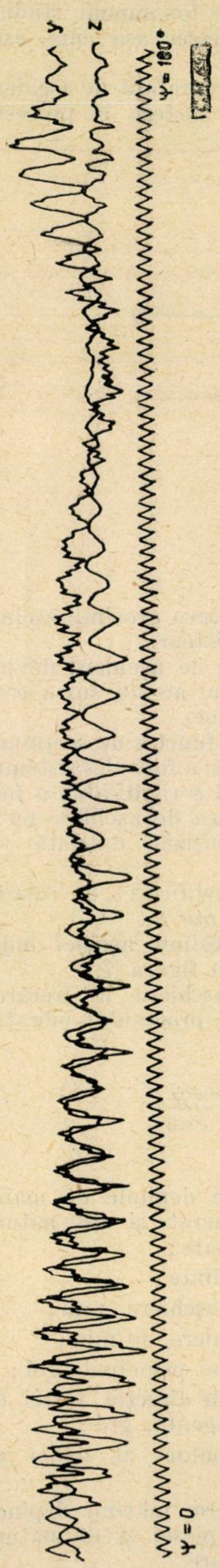


Fig. 1

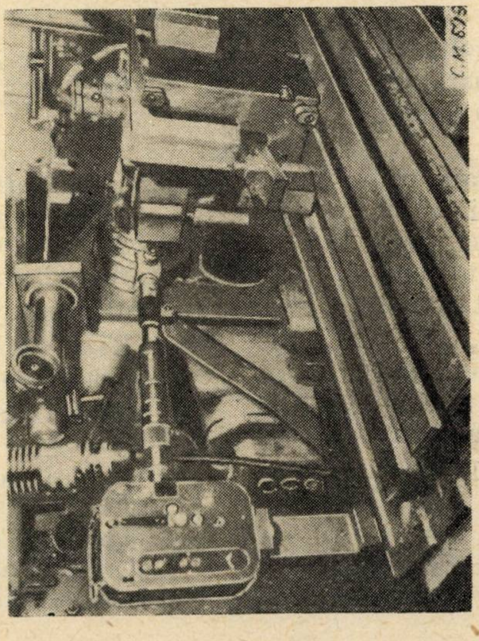


Fig. 4

Fig. 5

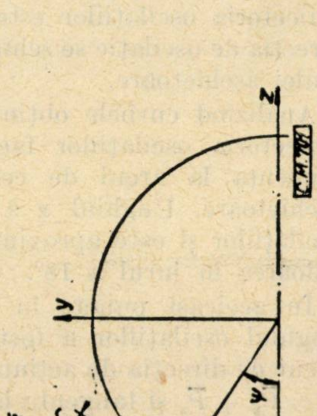

y
F
α
Fr
ψ'
C.M. 701

Fig. 6

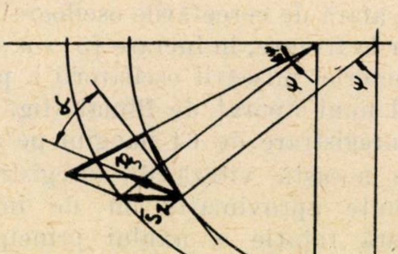

z
α
ψ'
β
Sz
C.M. 702

Fig. 7

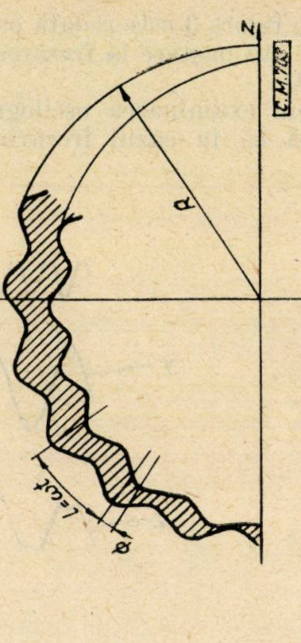

z
y
R
L=C·t
φ
C.M. 703

Fig. 8

Conform celor arătate, forța de așchiere în condițiile procesului vibrator va avea expresia :

$$P_{vior} = \frac{Ct^{y} v^{n}}{\sin^{y-x} \varkappa \cos \beta} (S_z \sin \psi + \xi \sin \alpha)^{x}, \qquad (2)$$

în care ξ este mărimea deplasării sculei ca rezultat al mișcării oscilatorii (fig. 7).

Expresia forței de așchiere (2) poate fi transcrisă sub forma :

$$P_{vior} = C \frac{t^{y} v^{n} S_z^{x} \sin^{x} \psi}{\sin^{x-y} \varkappa \cos \beta} \left(1 + \frac{\xi \sin \alpha}{S_z \sin \psi} \right)^{x} \cdot \qquad (3)$$

Valoarea forței P_{vibr} poate fi calculată, într-o formă mai simplă, prin dezvoltarea parantezei în serie Taylor, luînd primii doi termeni :

$$\left(1 + \frac{\xi \sin \alpha}{S_z \sin \psi} \right)^{x} \cong 1 + x \frac{\xi \sin \alpha}{S_z \sin \psi}; \qquad (4)$$

cu aceasta :

$$P_{vibr} = C \frac{t^{y} v^{n} S_z^{x} \sin^{x} \psi}{\sin^{y-x} \varkappa \cos \beta} \left(1 + x \frac{\xi \sin \alpha}{S_z \sin \psi} \right) \cdot \qquad (5)$$

Forța variabilă ce întreține procesul autovibrator se obține din diferența forțelor P_{vibr} și P_0 :

$$\Delta P - P_{vior} - P_0; \qquad (6)$$

$$\Delta P = C \cdot x \frac{t^{y} v^{n} S_z^{x-1} \sin^{x-1} \psi}{\sin^{y-x} \varkappa \cos \beta} \xi \sin \alpha. \qquad (7)$$

Deoarece valoarea exponentului $x < 1$, se va nota $x - 1 = -q$.

Cu această notație forța variabilă ΔP este :

$$P = C \cdot x \cdot \frac{t^{y} v^{n}}{S_z^{q} \sin^{y-n} \varkappa \cos \beta} \cdot \frac{\xi \sin \alpha}{\sin^{q} \psi}; \qquad (8)$$

notînd cu :

$$\eta = C \cdot x \frac{t^{y} v^{n}}{S_z^{q} \sin^{y-x} \varkappa \cos \beta}, \qquad (9)$$

denumit coeficientul condițiilor de așchiere, ΔP devine :

$$\Delta P = \eta \frac{\xi \sin \alpha}{\sin^{q} \psi} \cdot \qquad (10)$$

Cu cît forța variabilă ΔP este mai mare cu atît vibrațiile ce iau naștere sînt mai intense.

Factorul cu influență hotărîtoare din expresia coeficientului condițiilor de așchiere este adîncimea de așchiere t. Cu creșterea adîncimii de așchiere intensitatea vibrațiilor crește. Se constată că valoarea lui ΔP scade cu creșterea avansului pe dinte S_z și în consecință vibrațiile sînt mai mici.

Aceste concluzii sînt confirmate de rezultate experimentale.

Așa cum s-a arătat, în procesul de așchiere scula îndepărtează o așchie de secțiune variabilă creînd în felul acesta forța variabilă excitatoare ΔP. Cazul acesta corespunde situației în care pe suprafața așchiată nu există ondulații de la rotația anterioară.

Evident, un asemenea caz nu există în practică.

Scula așchietoare va detașa așchii de pe suprafața ondulată ce a luat naștere la trecerea anterioară a frezei.

În aceste condiții secțiunea așchiei va fi variabilă numai dacă între oscilațiile ce au loc la două treceri consecutive există un defazaj Φ (fig. 8). Acest defazaj a fost pus în evidență pe baza suprapunerii oscilogramelor obținute la două treceri consecutive ale sculei așchietoare și a fost măsurat pentru oscilațiile efectuate pe direcția y a avansului.

În funcție de mărimea coeficientului condițiilor de așchiere η (a mărimii adîncimii de așchiere t), defazajul oscilațiilor a avut valori negative sau pozitive.

La prelucrarea cu adîncime mică de așchiere ($t = 2$ mm) oscilațiile de la această trecere au fost decalate înainte față de oscilațiile de la trecerea precedentă. În această situație vibrațiile produse la lovirea dintelui frezei cu materialul piesei se sting la scurt timp după începerea așchierii. În figura 9 sînt prezentate oscilogramele deplasărilor piesei în direcția y (a avansului) pe care s-a pus în evidență decalajul de fază a celor două oscilații y_1 la trecerea anterioară și y_2 la trecerea considerată. Tot pe această oscilogramă este trasată și forța de așchiere P_y corespunzătoare îndepărtării așchiei de grosime variabilă datorită deplasărilor y_1 și y_2.

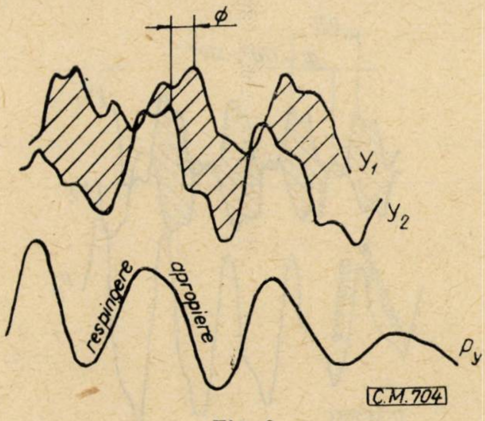


Fig. 9

După cum se vede, în decursul unui ciclu de oscilație forța de așchiere este mai mare la apropierea cuțitului de piesă decît la retragere (respingere).

Acest lucru este confirmat foarte bine de oscilogramele din figura 9 unde se vede că, la retragere, cuțitul îndepărtează o așchie de grosime mai mică decît la apropiere. Această inegalitate a grosimii așchiei conduce la o forță de așchiere mai mare în semiciclul de apropiere decît la cel de retragere.

În aceste condiții energia absorbită în semiciclul de apropiere a cuțitului de piesă este mai mare decît energia cedată de sistem la retragere și mișcarea se amortizează datorită prezenței așa-numitului lucru mecanic negativ creat în decursul unui ciclu de oscilație.

La prelucrarea cu adîncime mare de așchiere ($t = 5$ mm) s-a instaurat un regim de vibrații puternice. Oscilațiile proprii ce au luat naștere la lovirea dintelui frezei cu metalul s-au amplificat repede și n-au dispărut pe întreaga rotație a frezei.

În aceste condiții defazajul a avut o asemenea valoare, că oscilațiile y_2 la trecerea considerată au rămas în urmă față de oscilațiile y_1 de la trecerea anterioară.

Pe oscilogramele din figura 9 se vede defazajul celor două mișcări oscilatorii y_1 și y_2 și variația forței de așchiere P_y ca urmare a variației secțiunii așchiei îndepărtate. Forța de așchiere așa cum rezultă de pe oscilogramă este mai mare la semiciclul de retragere a cuțitului decît la apropierea acestuia de piesă.

Din examinarea oscilogramelor prezentate în figura 10 rezultă că, la semiciclul de retragere, cuțitul îndepărtează o așchie de grosime mai mare decît la semiciclul de apropiere și în felul acesta forța de așchiere P_y va fi mai mare la retragere decît la apropiere.

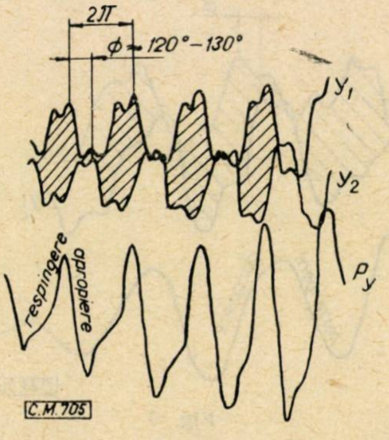


Fig. 10

Energia cedată la retragere este mai mare decît energia primită de sistem la apropierea cuțitului de piesă. Această diferență de energie este capabilă să întrețină procesul vibrator.

Așa cum a rezultat, freza îndepărtează așchii de pe o suprafață ondulată, iar oscilațiile ce iau naștere la trecerea considerată sînt decalate cu unghiul Φ față de oscilațiile de la trecerea anterioară.

Mărimea defazajului Φ între două oscilații consecutive este determinată de corelația dintre rigiditatea sistemului și mărirea coeficientului condițiilor de așchiere η (a adîncimii de așchiere t).

În aceste condiții forța de așchiere ΔP care întreține procesul vibrator devine :

$$\Delta P = -\eta(\xi - \xi_0)\frac{\sin^q \alpha}{\sin^q \psi}. \qquad (11)$$

Se presupune că mișcarea oscilatorie este aproximativ armonică, avînd forma :

— la trecerea considerată :

$$\xi = A \sin \omega t ; \qquad (12)$$

— la trecerea anterioară :

$$\xi_0 = A_0 \sin(\omega t + \Phi) ; \qquad (13)$$

Φ — defazajul între cele două mișcări oscilatorii ;

A, A_0 — amplitudinile oscilațiilor la trecerea considerată și la trecerea anterioară :

$$\left.\begin{aligned} A &= \sqrt{y^2 + z^2} ; \\ A_0 &= \sqrt{y_0^2 + z_0^2} ; \end{aligned}\right. \qquad (14)$$

y, z, y_0, z_0 — amplitudinile oscilațiilor pe direcția y și z la rotația considerată și la rotația anterioară, măsurate cu ajutorul captoarelor seismice (fig. 1).

Pe baza celor arătate se poate scrie ecuația diferențială de mișcare a sistemului oscilant pe direcția ξ :

$$m\ddot{\xi} + h\dot{\xi} + k\xi = \Delta P_\xi , \qquad (15)$$

în care :

$h\,\dot{\xi}$ — forța de frecare proporțională cu viteza ;

$k\,\xi$ — forța elastică ;

$m\,\ddot{\xi}$ — forța de inerție ;

ΔP_ξ — forța excitatoare pe direcția ξ ;

$$\Delta P_\xi = -\eta\,[\xi - A_0 \sin(\omega t + \Phi)]\,\frac{\sin \alpha}{\sin^q \psi}\cos(\beta - \alpha). \qquad (16)$$

Cu aceasta ecuația diferențială devine :

$$m\ddot{\xi} + h\dot{\xi} + k\xi = -\eta\,[\xi - A_0 \sin(\omega t + \Phi)]\,\frac{\sin \alpha}{\sin^q \psi}\cos(\beta - \alpha). \qquad (17)$$

Făcînd substituțiile :

$$\left.\begin{aligned} 2n &= \frac{h}{m} \\ p^2 &= \frac{1}{m}\left[k + \frac{\eta}{\sin^q \psi}\sin \alpha \cos(\beta - \alpha)\right] \\ F &= \frac{\eta}{m}\cdot\frac{A_0}{\sin^q \psi}\sin \alpha \cos(\beta - \alpha) \end{aligned}\right\} , \qquad (18)$$

ecuația (17) se scrie sub forma :

$$\ddot{\xi} + 2n\dot{\xi} + p^2\xi = F\sin(\omega t + \Phi). \qquad (19)$$

Deoarece frecvența oscilațiilor este practic egală cu frecvența proprie de oscilație a sistemului (fig. 2, *a* și *b*) se poate calcula amplitudinea oscilațiilor la trecerea considerată, cu formula :

$$A = \frac{F}{2np}. \qquad (20)$$

Înlocuind valoarea lui F, n și p din expresiile (18), rezultă :

$$A = \frac{\frac{\eta}{\sin^q\psi} A_0 \sin\alpha\cos(\beta-\alpha)}{h\sqrt{\frac{1}{m}\left[k + \frac{\eta}{\sin^q\psi}\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)\right]}}. \qquad (21)$$

Din această expresie se găsește condiția de stabilitate a mișcării oscilatorii :

$$\frac{A}{A_0} < 1. \qquad (22)$$

Operînd asupra expresiei amplitudinii (21) și ținînd seamă de condiția de stabilitate (22) se ajunge la forma :

$$\eta_{1,2} \leqslant \frac{\frac{h^2}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{h^2}{m}\right)^2 + 4\frac{h^2}{m}k}}{2\frac{\sin\alpha}{\sin^q\psi}\cos(\beta-\alpha)}. \qquad (23)$$

Se consideră că unghiul ψ nu variază în limite largi, ceea ce corespunde prelucrării unei piese cu lățimea de frezare mică în raport cu diametrul frezei.

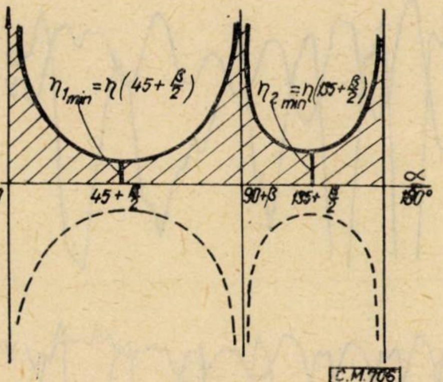


Fig. 11

Deoarece valoarea unghiului β este și ea constantă, fiind în funcție de geometria sculei așchietoare, rezultă că studierea condițiilor de stabilitate se va face în funcție de mărimea unghiului oscilațiilor α pentru o valoare constantă a unghiului ψ ($\psi = 90°$).

Din expresia (23) sînt deduse condițiile limită de stabilitate :

$$\left.\begin{aligned} \eta_1(\alpha) &= \frac{\frac{h^2}{m} + \sqrt{\left(\frac{h^2}{m}\right)^2 + 4\frac{h^2}{m}k}}{2\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)}; \\ \eta_2(\alpha) &= \frac{\frac{h^2}{m} - \sqrt{\left(\frac{h^2}{m}\right)^2 + 4\frac{h^2}{m}k}}{2\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)}. \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

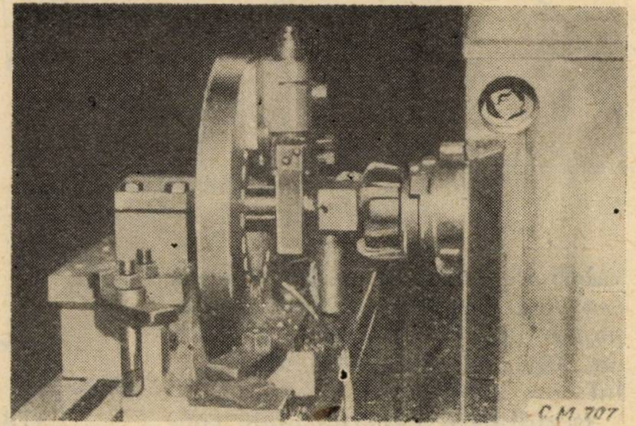


Fig. 12

În intervalul $0 < \alpha < (90 + \beta)$, funcția $\eta_2(\alpha) < 0$ și nu poate duce la instabilitate.

Similar funcția $\eta_1(\alpha)$ pentru intervalul $90 + \beta < \alpha < 180°$ și nu poate duce la instabilitate.

Stabilitatea maximă are loc pentru $\alpha = 0$; 180°; $90° + \beta$.

Pe baza ecuațiilor (24) a fost trasat graficul condițiilor de stabilitate $\eta_{12}(\alpha)$ reprezentat în figura 11.

Din acest grafic rezultă că sistemul prezintă două zone de stabilitate minimă pentru $\alpha = 45 + \frac{\beta}{2}$ și $\alpha = 135 + \frac{\beta}{2}$.

Pentru verificarea rezultatelor a fost construită o instalație specială (fig. 12) în care piesa de prelucrare a efectuat oscilații numai pe o anumită direcție.

Direcția de oscilație a putut fi modificată după necesitate, variindu-se în felul acesta unghiul oscilațiilor α în intervalul 0—180°, la intervale de 15°.

Modul de măsurare a unghiului α este arătat în figura 13.

În această instalație, piesa, de o construcție specială, era prevăzută cu doi rulmenți care dau posibilitatea oscilării de-a lungul a două plane rigide ce constituiau direcția de oscilație. Altfel spus, în această instalație s-a modificat orientarea axei rigidității minime a sistemului după necesitate.

S-a măsurat în acest mod intensitatea vibrațiilor pentru diferite valori ale unghiului α și s-a trasat un grafic (fig. 14) al variației adîncimii de așchiere (al coeficientului condițiilor de așchiere) în funcție de α.

În figura 15 sînt prezentate cîteva oscilograme ale variației stabilității la vibrații pentru diferite

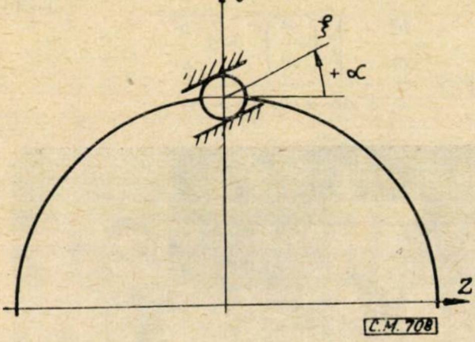


Fig. 13

valori ale unghiului α. Se vede că cea mai mică stabilitate corespunde valorii $\alpha = 60°$ și $165°$, iar cea mai ridicată stabilitate lui $\alpha = 120°$.

Rezultatele experimentale conduc la concluzii apropiate de cele teoretice, în sensul că dependența lui η sau a lui t de α prezintă două zone de stabilitate minimă pentru valori ale lui α cuprinse în limitele valorilor teoretice.

Cea mai mare stabilitate s-a produs pentru $\alpha = 120°$, ceea ce corespunde valorii $\alpha = 90 + \frac{\beta}{2}$.

Rezultate mai slabe s-au obținut pentru $\alpha = 0°$ și $180°$, datorită rigidității scăzute a sistemului masă-consolă pe direcția y.

Concluzii. Pe baza cercetărilor teoretice și experimentale în condițiile amintite în lucrare se pot trage următoarele concluzii :

— vibrațiile ce apar la frezarea frontală sînt aproape armonice ;

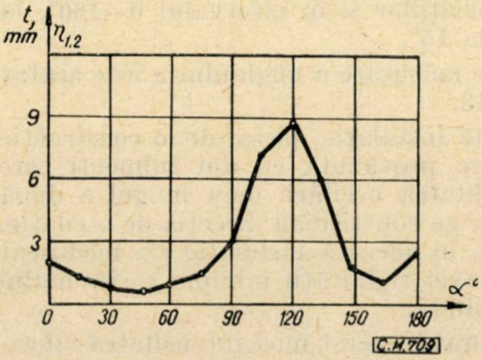


Fig. 14

— fenomenul vibrator este nestabil în limitele unei rotații a sculei așchietoare ;

— traiectoria oscilațiilor este aproape liniară, iar direcția acestora se modifică în funcție de unghiul ψ ;

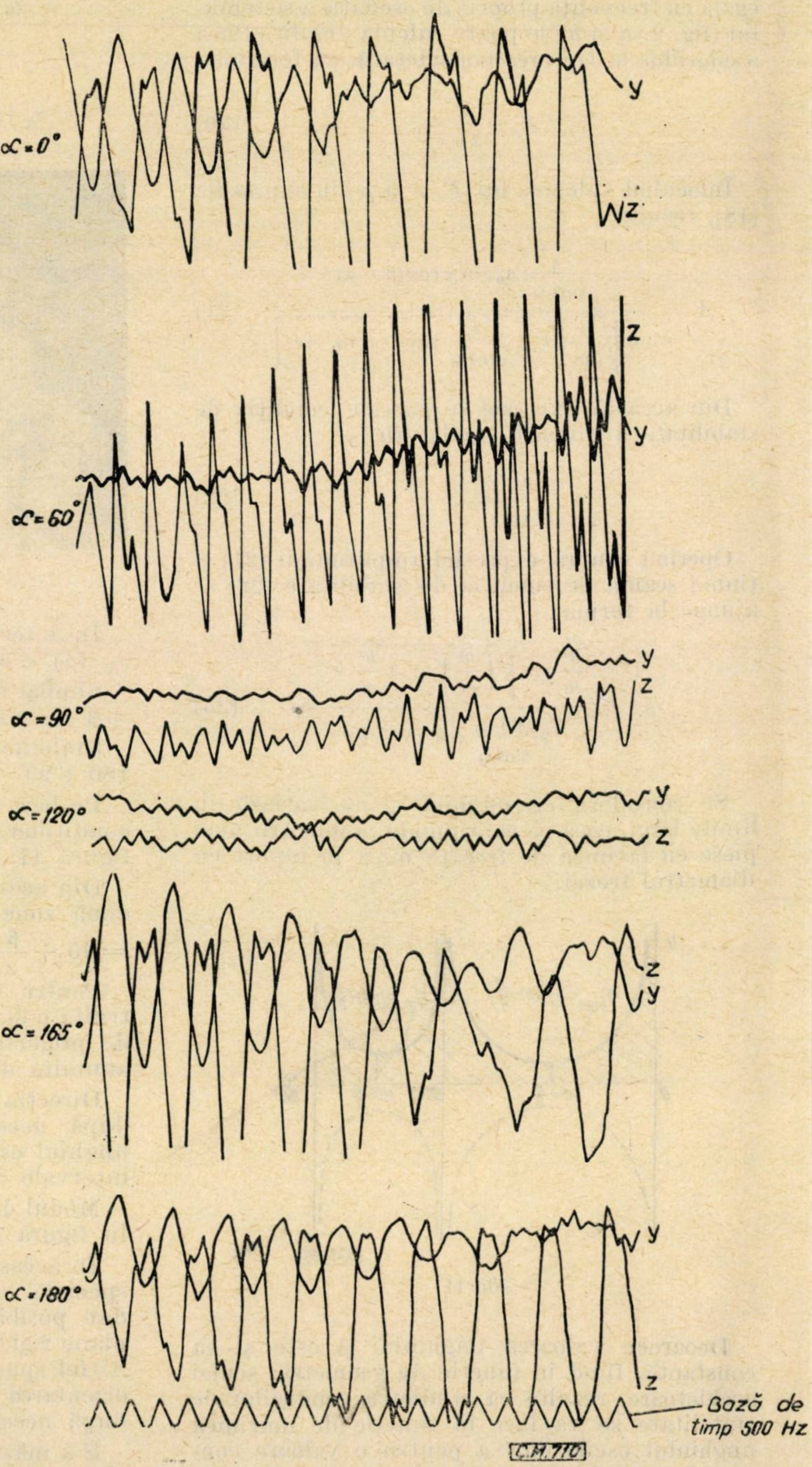


Fig. 15

— direcția de acțiune a forței de așchiere păstrează un unghi aproximativ constant cu tangenta la traiectoria sculei;

— procesul vibrator se desfășoară cu intensitate maximă pentru $\alpha = 45 + \frac{\beta}{2}$ și $\alpha = 135 + \frac{\beta}{2}$. Stabilitatea maximă se obține pentru $\alpha = 90 + \frac{\beta}{2}$, adică prin orientarea piesei astfel ca axa rigidității maxime să coincidă cu direcția de acțiune a forței de așchiere.

Din examinarea rezultatelor teoretice și experimentale rezultă că principala cauză a apariției vibrațiilor la frezarea frontală o constituie decalajul de fază între oscilațiile a două rotații consecutive ale sculei (în cazul cînd așchierea se face cu un singur dinte) sau între oscilațiile a doi dinți consecutivi (pentru așchierea cu freze cu mai mulți dinți).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Amosov, I. S.* Teoreticeskoe i experimentalnoe isledovanie vibrații pri tocenii, 1950.

[2] *Ilinitki, I. I.* Vibrații pri rezanii metalov, 1961.

[3] *Sokolovski, A. P.* Bazele științifice ale tehnologiei construcției de mașini, 1959.

[4] *Tobias, S. A.* The vibrations of vertical miling machines under test and working conditions. In : Proc. of the Inst. of mech. energ. **173**, nr. 18, 1959.

CZ 621.833.1

Dependența coeficientului dinamic de gradul de acoperire, la roți dințate cilindrice cu dinți drepți

TEODOR MLĂDINESCU

În lucrarea [8] autorul a prezentat o metodă analitică de calcul al coeficientului dinamic, definit ca raportul $\frac{P_{st} + P_{din}}{P_{st}}$, pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepți, bazată pe studiul vibrațiilor acestor roți, întreținute de forța normală pe dinți, variabilă în timp, și cu luarea în considerare a forței de amortizare datorită prezenței peliculei de lubrifiant dintre flancurile în contact, stabilind ecuația mișcării vibratorii a sistemului oscilant format din angrenajul considerat:

$$\frac{\mathrm{d}^2 y}{\mathrm{d}t^2} + 2n\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} + p^2 y = \frac{P_n(t)}{m}, \qquad (1)$$

în care:

m este masa redusă a angrenajului: $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$;

$2n$ — constanta de amortizare vîscoasă: $2n = \frac{\alpha}{m}$;

p — pulsația vibrațiilor proprii: $p = \frac{c}{m}$;

c — rigiditatea medie a dinților angrenați;

$P_n(t)$ — forța normală pe dinți, variabilă în timp, avînd pe perioada T_z a angrenării expresia:

$$P_n(t) = kP_n + \frac{(1-2k)P_n}{t_1}t, \text{ pentru } t < t_1 \qquad (2)$$

și

$$P_n(t) = P_n = \text{const., pentru } t_1 < t \leqslant T_z, \qquad (3)$$

unde t_1 reprezintă durata dublei angrenări, iar k, un coeficient subunitar.

Forța $P_n(t)$, deși periodică, fiind o funcție nearmonică care satisface condițiile lui Dirichlet, a fost exprimată în serie Fourier:

$$P_n(t) = a_0 + a_1\cos\omega t + a_2\cos 2\omega t + a_3\cos 3\omega t + \ldots b_1\sin\omega t + b_2\sin 2\omega t + b_3\sin 3\omega t + \ldots, \qquad (4)$$

în care:

$$a_0 = \frac{1}{T_z}P_n\left[k\int_0^{T_z(\varepsilon-1)}\mathrm{d}t + \frac{1-2k}{T_z(\varepsilon-1)}\int_0^{T_z(\varepsilon-1)}t\,\mathrm{d}t + \int_0^{T_z}\mathrm{d}t\right] = \left(\frac{3}{2} - \frac{\varepsilon}{2}\right)P_n; \qquad (5)$$

$$a_j = \frac{2}{T_z}P_n\left[k\int_0^{T_z(\varepsilon-1)}\cos j\omega t\,\mathrm{d}t + \frac{1-2k}{T_z(\varepsilon-1)}\int_0^{T_z(\varepsilon-1)}t\cos j\omega t\,\mathrm{d}t + \int_{T_z(\varepsilon-1)}^{T_z}\cos j\omega t\,\mathrm{d}t\right] = \frac{P_n}{\pi j}\left[-k\sin 2\pi j(\varepsilon-1) + \frac{1-2k}{2\pi j(\varepsilon-1)} + [\cos 2\pi j(\varepsilon-1) - 1]\right]; \qquad (6)$$

$$b_j = \frac{2}{T_z}P_n\left[k\int_0^{T_z(\varepsilon-1)}\sin j\omega t\,\mathrm{d}t + \frac{1-2k}{T_z(\varepsilon-1)}\int_0^{T_z(\varepsilon-1)}t\sin j\omega t\,\mathrm{d}t + \int_{T_z(\varepsilon-1(}^{T_z}\sin j\omega t\,\mathrm{d}t\right] = \frac{P_n}{\pi j}\left[-1 + k[1 + \cos 2\pi j(\varepsilon-1)] + \frac{1-2k}{2\pi j(\varepsilon-1)}\sin 2\pi j(\varepsilon-1)\right]. \qquad (7)$$

Din aceste relaţii rezultă dependenţa coeficienţilor seriei Fourier de gradul de acoperire real ε şi prin aceştia, şi a mişcării vibratorii, deci a coeficientului dinamic.

Coeficienţii seriei Fourier au fost calculaţi numai pentru $k = 0,5$ (fig. 1), care corespunde

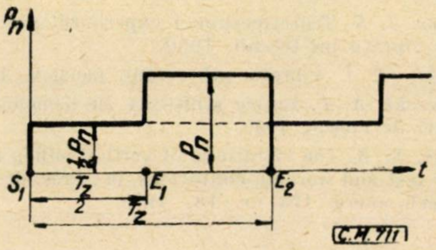


Fig. 1

ipotezei dinţilor rigizi, obţinîndu-se cu primii 17 termeni, la gradul de acoperire $\varepsilon = 1,5$, o diagramă pentru funcţia $P_n(t)$, suficient de apropiată de aceea considerată. Apoi, prin rezolvarea ecuaţiei (1) s-a găsit, în cazul $\varepsilon = 1,5$ şi la raportul $\frac{\omega}{p} = 1$, expresia forţei dinamice maxime :

$$\begin{aligned} P_{din\,max} = {} & \frac{P_n}{2\pi\gamma\sqrt{1-\gamma^2}} \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right) + \\ & + \frac{P_n}{3\pi}\sqrt{\frac{1}{64+36\gamma^2}} \sin\left(3\,\omega t + \operatorname{arc\,tg}\frac{6\gamma}{8}\right) + \\ & + \frac{P_n}{5\pi}\sqrt{\frac{1}{441+100\gamma^2}} \sin\left(5\,\omega t + \operatorname{arc\,tg}\frac{10\gamma}{24}\right. + \\ & + \frac{P_n}{7\pi}\sqrt{\frac{1}{2304-196\gamma^2}} \sin\left(7\omega t + \operatorname{arc\,tg}\frac{7\gamma}{24}\right) + \ldots, \end{aligned} \tag{8}$$

în care $\gamma = \frac{n}{p}$ este coeficientul de amortizare, cu valori stabilite teoretic şi verificate experimental în lucrarea [2], exprimate în funcţie de turaţia pinionului.

Pentru compararea rezultatelor, s-au considerat turaţiile $n = 500$ şi 5500 rot/min, la care $\gamma = 0,5$, respectiv 0,01, obţinîndu-se :

$$P_{din\,max} = 0,37\ P_n \text{ şi } C_{din} = 1,37, \text{ la } n = 500\ \frac{\text{rot}}{\text{min}};$$

$$P_{din\,max} = 1,78\ P_n \text{ şi } C_{din} = 2,78, \text{ la } n = 5500\ \frac{\text{rot}}{\text{min}},$$

valori apropiate de cele stabilite experimental de alţi cercetători, în condiţii asemănătoare [2], [3], [5], [6], [9].

Repetîndu-se calculele pentru gradele de acoperire $\varepsilon = 1,2$; 1,8; 1,3 şi 1,7 s-a găsit pentru amplitudinea $P_{din\,max}$ a forţei dinamice dată de prima armonică următoarele valori :

$$P^{*}_{din\ m} = \frac{0,59\ P_n}{\pi 2\gamma\sqrt{1-\gamma^2}} \text{ cînd } \varepsilon = 1,2 \text{ şi } \varepsilon = 1,8; \tag{9}$$

$$P^{*}_{din\,max} = \frac{0,82\ P_n}{\pi 2\gamma\sqrt{1-\gamma^2}} \text{ la } \varepsilon = 1,3 \text{ şi } \varepsilon = 1,7; \tag{10}$$

$$P^{*}_{din\,max} = 0, \text{ pentru } \varepsilon = 1 \text{ şi } \varepsilon = 2. \tag{11}$$

Rezultă astfel că valorile maxime ale forţei dinamice pe dinţi şi corespunzător ale coeficientului dinamic au loc la angrenaje cu gradul de acoperire real $\varepsilon = 1,5$, scăzînd treptat şi simetric pentru grade de acoperire mai mari, respectiv mai mici decît $\varepsilon = 1,5$.

La dinţii elastici, din cauza rigidităţii uşor variabile a dinţilor angrenaţi pe parcursul liniei de angrenare, variaţia sarcinii are aspectul din figura 2.

Astfel, în S_1 rigiditatea perechii de dinţi care intră în angrenare fiind mai mică decît a perechii de dinţi aflată în punctul E_2, forţa totală P_n se repartizează neegal între aceste două perechi de dinţi, şi anume o forţă $P_{n_1} = k\,P_n < \frac{1}{2}P_n$ revine perechii cu rigiditate mai mică. În acelaşi timp în punctul S_1, din cauza rigidităţii mai mici a perechii de dinţi şi a braţului mai mare al momentului forţei în raport cu baza dinţilor, deformaţia la încovoiere δ_1 a perechii de dinţi din S_1 este mai mare decît deformaţia δ_2 a perechii din E_2. Se poate afirma că deformaţiile dinţilor în S_1 şi E_2 sînt invers proporţionale cu forţele corespunzătoare :

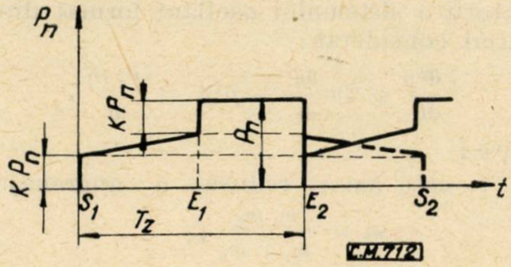


Fig. 2

$$\frac{P_{n_1}}{\delta_2} = \frac{P_{n_2}}{\delta_1}, \tag{12}$$

relaţie găsită şi de I. Vörös [17].

Deoarece mărimea forţei care acţionează asupra perechii de dinţi în poziţia din E_1 este egală cu aceea a forţei pe perechea precedentă de dinţi aflată în E_2 şi cum lungimea segmentului S_1E_1 depinde de gradul de acoperire ε, se poate exprima mărimea forţelor din S_1 şi E_2 în funcţie de P_n şi ε.

În acest scop, se consideră reprezentarea schematică a două perechi de dinţi aflate în contact pe linia de angrenare, în poziţii apropiate de S_1, respectiv de E_2 (fig. 3).

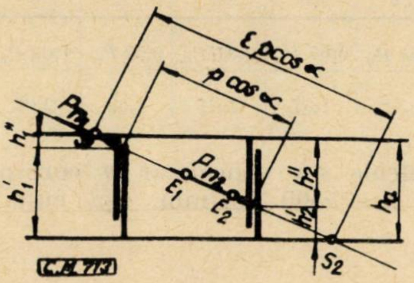


Fig. 3

Cu notaţiile de pe figură se obţin relaţiile :

$$h_1' + h_1'' = h_2' + h_2'' = h_a \tag{13}$$

şi

$$h_1' - h_2' = \frac{h_a}{\varepsilon} \text{ sau : } h_2' = h_1' - \frac{h_a}{\varepsilon}. \tag{14}$$

Plecînd de la egalitatea :

$$P_n = P_{n_1} + P_{n_2} \tag{15}$$

şi adăugînd relaţia (12), se găseşte :

$$\frac{1}{k} = \frac{P_n}{P_{n_1}} = 1 + \frac{\delta_1}{\delta_2}. \tag{16}$$

Deformaţiile δ_1 şi δ_2, reprezentînd suma deformaţiilor parţiale ale dinţilor fiecărei perechi, adică :

$$\delta_1 = \delta_1' + \delta_1'' ; \tag{17}$$

$$\delta_2 = \delta_2' + \delta_2''$$

şi, ţinînd seama că dinţii sînt grinzi drepte încastrate la un cap şi cu secţiunea variabilă pe înălţime (secţiune frontală aproximativ trapezoidală), deformaţiile parţiale au expresiile [7] :

$$\delta_1' = q_1 P_{n_1} h_1'^2 ; \; \delta_2' = q_1 P_{n_2} h_2'^2 ; \tag{18}$$

$$\delta_1'' = q_1 P_{n_1} h_1''^2 ; \; \delta_2'' = q_1 P_{n_2} h_2''^2 .$$

Introducînd aceste relaţii în expresia (16) şi ţinînd seama şi de (12), (13) şi (14) se obţine succesiv :

$$\frac{P_n}{P_{n_1}} = 1 + \frac{P_{n_1} (h_1'^2 + h_1''^2)}{P_{n_2} (h_2'^2 + h_2''^2)} ;$$

$$\frac{P_{n_1}}{P_{n_2}} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{P_{n_2} (h_2'^2 + h_2''^2)}{P_{n_1} (h_1'^2 + h_1''^2)} ; \frac{P_{n_1}^2}{P_{n_2}^2} = \frac{h_2'^2 + h_2''^2}{h_1'^2 + h_1''^2} ;$$

$$\frac{P_n}{P_{n_1}} = 1 + \frac{(h_1'^2 + h_1''^2)^{\frac{1}{2}}}{(h_2'^2 + h_2''^2)^{\frac{1}{2}}} = 1 + \frac{[h_a^2 - 2h_1' (h_a - h_1')]^{\frac{1}{2}}}{(h_a^2 - 2\, h_2' (h_a - h_2')]^{\frac{1}{2}}} =$$

$$= 1 + \frac{\left[1 - \frac{2 h_1'}{h_a}\left(1 - \frac{h_1'}{h_a}\right)\right]^{\frac{1}{2}}}{\left[1 - 2\left(\frac{h_1}{h_a} - \frac{1}{\varepsilon}\right)\left(1 - \frac{h_1'}{h_a} + \frac{1}{\varepsilon}\right)\right]^{\frac{1}{2}}}. \tag{19}$$

Dat fiind că pentru poziţia perechii de dinţi în punctul S_1, $h_1' = h_a$ şi $h_1'' = 0$, relaţia (19) devine :

$$\frac{P_n}{P_{n_1}} = \frac{1}{k} = 1 + \frac{1}{\left[1 - 2\frac{1}{\varepsilon}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right)\right]^{\frac{1}{2}}}, \tag{20}$$

adică valoarea P_{n_1} a forţei pe dinţi în punctul S_1 depinde de gradul de acoperire ε. Apare astfel coeficientul k, în funcţie de ε şi prin intermediul lui şi coeficienţii seriei Fourier (6), (7).

Pentru diferite valori ale gradului de acoperire real ε, se obţin valorile corespunzătoare ale forţei P_{n_1} şi ale coeficientului k aşa cum se arată în tabela 1.

Rezultă că valorile coeficientului k din relaţia $P_{n_1} = k\, P_n$ sînt cuprinse între limitele 0,4 şi 0,5 menţionate în literatură, fără o justificare teoretică. Astfel, în [1] este indicată următoarea formulă experimentală :

Tabela 1

ε	1,02	1,2	1,5	1,6	1,8	1,95
$P_{n_1} = kP_n$	0,488 P_n	0,455 P_n	0,425 P_n	0,42 P_n	0,415 P_n	0,413 P_n

$$k = 0{,}4 + 0{,}6 \frac{\Delta_0 B}{P_t} = 0{,}4 + 0{,}6 \frac{\Delta_0}{\frac{P_t}{B}}, \tag{21}$$

în care :

Δ_0 este eroarea medie pătratică a erorilor pasului de bază al celor două roţi angrenate, μm ;

B — lăţimea coroanei dinţate (lungimea dintelui), cm ;

P_t — forţa tangenţială de transmis, kgf, cu condiţia ca $P_t > \Delta_0 B$.

Avantajul formulei (20) este că introduce în calculul sarcinilor dinamice prin intermediul lui k nu numai parametrii menţionaţi, ci şi alţi parametri importanţi. Astfel, gradul de acoperire real ε poate fi exprimat prin relaţii de forma [10] :

$$\varepsilon = \varepsilon_t + \frac{0{,}134}{\sqrt{p_b}} \sqrt{\frac{P_n}{\varepsilon_t\, c}} + \Delta \tag{22}$$

Tabela 2

$P_{din\ max}$ $C_{din\ max}$	$\varepsilon = 1{,}5$						$\varepsilon = 1{,}2$					
	ω/p						ω/p					
	0,1	0,33	0,5	0,8	1	1,2	0,1	0,33	0,5	0,8	1	1,2
$P_{din\ max}$	0,360 P_n	0,551 P_n	0,565 P_n	0,846 P_n	1,84 P_n	0,67 P_n	0,51 P_n	0,67 P_n	0,81 P_n	0,52 P_n	1,02 P_n	0,40 P_n
$C_{din\ max}$	1,36	1,551	1,565	1,846	2,84	1,67	1,51	1,67	1,81	1,52	2,02	1,40

sau [11]:

$$\varepsilon = 1 + (\varepsilon_t - 1)\frac{m + \frac{v}{4}}{m + \frac{f}{6}}, \qquad (23)$$

în care:

ε_t este gradul de acoperire teoretic, calculat cu formule cunoscute;

p_b — pasul de bază al dinţilor, mm;

P_n — încărcarea statică pe un cm din lungimea de contact a dinţilor, kgf/cm;

c — rigiditatea flexională a dinţilor angrenaţi, cu valoarea de $10{,}8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}\ \mu\text{m}}$;

Δ — eroarea pasului de bază, μm;

v — viteza periferică a roţilor, $\frac{\text{m}}{\text{s}}$;

f — erorile pasului de bază, pasului circular şi ale profilului, μm.

Dispunînd de valorile lui k pentru fiecare grad de acoperire, se calculează coeficienţii seriei Fourier cu formulele (5)—(7). Prin rezolvarea ecuaţiei diferenţiale (1) se găsesc expresiile forţei dinamice maxime de forma (8) cu valorile corespunzătoare fiecărui grad de acoperire şi raport $\frac{\omega}{p}$ cuprins între 0 şi 2.

Compunerea armonicilor s-a făcut pe cale grafică cu luarea în considerare a unghiului de fază respectiv. Calculele au fost limitate la primele 5 armonici, deoarece amplitudinile forţei dinamice de la armonica a 6-a înainte sînt neglijabile (de ordinul $\frac{1}{25} \dots \frac{1}{150}$ din amplitudinea armonicii fundamentale).

Valorile obţinute s-au trecut în tabele din care s-au extras spre exemplificare datele din tabela 2.

Folosind datele din tabele s-au construit curbele de variaţie a coeficientului dinamic în funcţie de raportul $\frac{\omega}{p}$ (ω — viteza unghiulară şi p—pulsaţia vibraţiilor proprii) pentru gradele de acoperire $\varepsilon = 1{,}5$; $1{,}2$; $1{,}6$; $1{,}95$ (fig. 4). Curbele pentru $\varepsilon = 1{,}2$; $\varepsilon = 1{,}6$ şi $\varepsilon = 1{,}95$ sînt valabile şi pentru gradele de acoperire $\varepsilon = 1{,}8$; $1{,}4$ şi $1{,}05$, aşa cum rezultă din calcul.

În calcule s-a considerat p corespunzător turaţiei $n = 5500$ rot/min, aşa cum rezultă pentru angrenajul folosit în studiul experimental, la care:

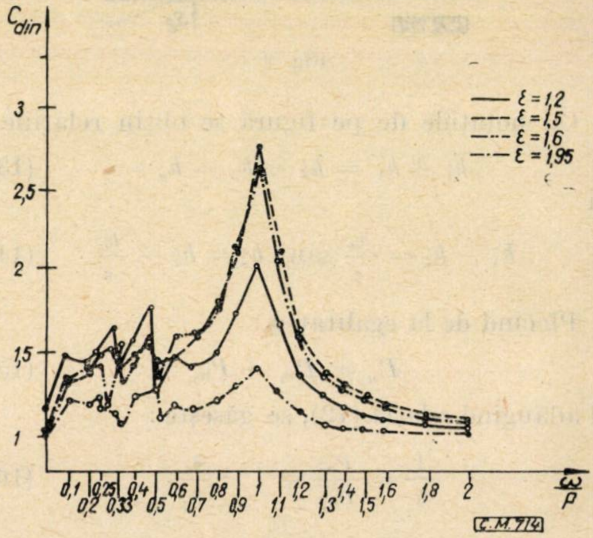


Fig. 4

$$m = 5\ mm; \quad G_1 = 1{,}400\ \text{kgf};$$

$$G_2 = 1{,}450\ \text{kgf}; \quad b = 1\ \text{cm};$$

$$m_1 = \frac{1{,}4}{981}\ \frac{\text{kgf s}^2}{\text{cm}^2}; \quad m_2 = \frac{1{,}45}{981}\ \frac{\text{kgf s}^2}{\text{cm}^2};$$

$$z_1 = z_2 = 21.$$

Deci:

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{1{,}4 \cdot 1{,}45}{981 \cdot 2{,}85} = 0{,}00073\ \frac{\text{kgf s}^2}{\text{cm}^2};$$

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{108000}{0{,}00073}} = 10^3\sqrt{148} = 12160,\ \text{s}^{-1};$$

$$f_z = \frac{z_1 n_1}{60} = \frac{p}{2\pi} = \frac{12160}{2\pi} = 1940,\ \text{s}^{-1};$$

$$n_1 = \frac{1940 \cdot 60}{21} \cong 5500\ \text{rot/min}.$$

Aceeaşi valoare este folosită şi în lucrarea [3] pentru acelaşi modul şi formă de roţi dinţate

Din examinarea figurii 4 se constată că :

— valorile maxime ale coeficientului dinamic au loc pentru $\frac{\omega}{p} = 1$, la toate gradele de acoperire ;

— la turații corespunzătoare raportului $\frac{\omega}{p}=1$, coeficientul dinamic cel mai mare are loc la $\varepsilon = 1,5$, scăzînd apoi, cu creșterea sau descreșterea gradului de acoperire în raport cu valoarea $\varepsilon = 1,5$. Valorile cele mai mici au fost obținute pentru $\varepsilon = 1,95$, respectiv $\varepsilon = 1,05$, fenomen confirmat și experimental [12], [14] ;

— pentru turații la care raportul $\frac{\omega}{p} > 1$, coeficientul dinamic scade treptat o dată cu creșterea turației și creșterea sau descreșterea gradului de acoperire față de $\varepsilon = 1,5$; aceeași constatare se face și pentru turațiile la care raportul $\frac{\omega}{p}$ este cuprins între 1 și 0,7

— la rapoarte $\frac{\omega}{p} < 0,7$, adică în zona rezonanțelor armonicilor secundare, observația rămîne valabilă (în cazurile calculate) numai pentru $\varepsilon = 1,95$, respectiv $\varepsilon = 1,05$; de aceea, în această zonă, numai construirea curbei corespunzătoare cazului studiat indică zonele de instabilitate a mișcării și mărimea coeficientului dinamic ;

— practic se recomandă să se tindă către grade de acoperire reale apropiate de $\varepsilon = 1,95$.

★

Prin dependența sa de gradul de acoperire, coeficientul dinamic este influențat de o serie de factori :

Efectul încărcării statice. Din examinarea relației (22) și din cele constatate se pot desprinde două situații distincte care justifică teoretic unele rezultate experimentale, clarificînd și contradicțiile existente în literatura de specialitate în acest domeniu.

Atunci cînd gradul de acoperire teoretic ε_t este mai mic decît 1,5, prin mărirea sarcinii statice, gradul de acoperire real ε se apropie de valoarea 1,5, astfel că are loc creșterea coeficientului dinamic o dată cu creșterea sarcinii. Evident că, dacă sarcina statică este suficient de mare, gradul real de acoperire ε poate depăși valoarea de 1,5, atingînd chiar o valoare simetrică cu ε_t în raport cu 1,5. În asemenea cazuri coeficientul dinamic calculat cu ε_t și cu ε are aceeași valoare, adică mărimea încărcării statice apare fără efect, ceea ce este în concordanță cu constatările lui A.I.Petrusevici [13]. Este posibil, de asemenea, ca, la sarcini statice mari, gradul de acoperire real să depășească valoarea simetrică cu cea teoretică, în raport cu 1,5, ceea ce are ca urmare o micșorare a coeficientului dinamic o dată cu creșterea încărcării statice.

Cînd gradul de acoperire teoretic ε_t este egal cu 1,5 sau mai mare, o dată cu creșterea încărcării statice gradul de acoperire real crește și deci coeficientul dinamic scade cu mărirea încărcării.

Așa se explică rezultatele experimentale din lucrările [2], [10] la care ε_t fiind $1,65 > 1,5$, creșterea încărcării statice a condus la micșorarea coeficientului dinamic, în timp ce în lucrarea [4], ε_t fiind $1,48 < 1,5$, la încărcări mici (230 kgf/cm), coeficientul dinamic a crescut cu mărirea încărcării, iar la încărcări mari (890 kgf/cm) a scăzut.

Efectul calității materialului. Materialul care suportă încărcări statice mari duce implicit la micșorarea coeficientului dinamic.

Din aceste constatări decurg concluzii practice :

— recomandarea folosirii încărcării dinților la maximum admisibil rezultat din calculul de rezistență ;

— evitarea subîncărcării danturii în timpul exploatării.

Influența erorilor de pas sau de profil. Din relația (22) se constată că la același grad de acoperire teoretic ε_t și aceeași rigiditate c a danturii, efectul erorilor de pas apare cu atît mai important, cu cît încărcarea statică este mai mică. Explicația își are originea în procesul fizic al creșterii deformațiilor elastice ale dinților o dată cu forța statică. La forțe statice mari, deformațiile devin mai mari decît erorile pasului de bază ; ca urmare, diferența pașilor de bază produsă de erorile de pas se micșorează și o dată cu ea sarcinile dinamice.

Trebuie să se țină seamă și de micșorarea în timp a erorilor pasului de bază care, după constatările lui G. Niemann [10], abia după 4—5 milioane de cicluri de încărcare se fixează la o valoare constantă $\Delta_c = \Delta^{2/3}$. Evident că prin aceasta are loc și o scădere a gradului de acoperire real în timpul a 4—5 milioane de cicluri, scădere în general mică și care nu modifică concluziile generale.

Relația (23) arată că, pe lîngă erorile pasului de bază, intervin și erorile pasului circular și cele de flanc ; acest efect depinde de relația dintre suma acestor erori și viteza periferică, la același modul.

Influența modulului. Din aceeași relație (23) se constată că la aceeași viteză periferică și aceeași sumă de erori, gradul de acoperire real crește cu micșorarea modulului numai dacă $\frac{v}{4} > \frac{f}{6}$. Această inegalitate fiind însă în concordanță cu tendințele moderne de construcție și exploatare a roților dințate, rezultă influența favorabilă a modulelor mici asupra coeficientului dinamic.

Micșorarea modulului permite reducerea dimensiunilor roților dințate și deci a masei lor, cu efect asupra creșterii pulsației vibrațiilor proprii și împingerea zonelor de nestabilitate a mișcării spre turații mai mari.

Raportul de transmitere. La un același număr de dinți z_1, creșterea raportului de transmitere duce la mărirea numărului de dinți z_2, deci a gradului de acoperire. În cazul reductoarelor cu roți dințate la care se recomandă sau impune o anumită sumă de dinți $z_s = z_1 + z_2$, gradul de acoperire variază evident puțin cu raportul de transmitere. Creșterea raportului de transmitere influențează și asupra pulsației proprii a sistemului vibrator, deoarece masa redusă a două roți dințate cu aceleași diametre divizoare și aceeași lățime este mai mare decît masa redusă corespunzătoare roților cu diametre divizoare diferite, la aceeași lățime și distanță dintre axe.

Modificarea danturii. Efectul modificării danturii asupra coeficientului dinamic se manifestă tot prin gradul de acoperire real. Astfel:

— mărirea unghiului de angrenare ca și scurtarea capului dinților roții mari conduce la micșorarea gradului de acoperire;

— modificarea danturii prin deplasarea sculei poate mări gradul de acoperire (angrenaj deplasat minus) sau îl poate micșora (angrenaj deplasat plus);

— flancarea sau modificarea curburii flancului la vîrf are următorul efect:

— atunci cînd valoarea flancării este mai mică decît valoarea termenului al doilea din relația (22), gradul de acoperire real este mai mare decît cel teoretic;

— dacă valoarea flancării este egală cu a termenului amintit, ceea ce se urmărește în practică, gradul de acoperire real devine egal cu cel teoretic. În acest caz se elimină șocul la intrarea în angrenare și saltul de sarcină la trecerea la angrenarea unipară, adică sursele de vibrații, astfel că flancarea apare foarte favorabilă sub aspectul sarcinilor dinamice, fenomen constatat experimental de mulți cercetători [10], [4], [14], [17].

*

În încheiere se prezintă în tabela 3 valori ale coeficientului dinamic, găsite experimental în diferite țări, de către diferiți cercetători, din care se constată că rezultatele calculului după metoda propusă de autor sînt suficient de apropiate în condiții asemănătoare de grad de acoperire, turații și erori.

Tabela 3

Autorul și lucrarea	$c_{din\ max}$	Turația corespunzătoare, rot/min	Gradul de acoperire teoretic	Eroare de pas, μ
G. Niemann și a. [10]	1,1 ... 2,8	500–2000	1,65	−80
G. Niemann [11]	2,30	3600	1,65	+40
Utagava Masahiro [16]	1,32	700	1,76	erori profil
Firma Bristol Co [4]	2 sarcini 1,1 ... 3,2	4000	1,35	± 30,4
G. Bollinger-Bosch [3]	3 ... 3,25	5250–5500	1,60	+ 5
A. I. Petrusevici [13]	1,75..2,2	2880	1,66	+15

Concluzia este că prin stabilirea dependenței coeficientului dinamic de gradul de acoperire, la roțile cilindrice cu dinți drepți, se iau în considerare factorii cei mai importanți care influențează sarcinile dinamice pe dinți, se justifică o serie de constatări și contradicții găsite experimental de diferiți cercetători și se obțin rezultate apropiate de cele stabilite prin experiențe de către aceștia, confirmîndu-se astfel generalitatea metodei de calcul propuse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Andojskii, D.B.* Rascet zubceatih peredaci. Moscova, 1955.

[2] *Bertoud, J.* Essais dynamiques des engrenages. In: Machine-outil française, nr. 159, 1960.

[3] *Bollinger, I.G.* und *Bosch, M.* Ursachen und Auswirkungen dynamischen Zahnkräfte in Stirnradgetriebe. In: Ind. Anz., nr. 19, 1964.

[4] Firma Bristol, Siddeley Engines.Dynamic load on gear teeth. In: Mach. Design. Enging, nr. 3, 1963.

[5] *Buzdugan, Gh.* Măsurarea vibrațiilor. București, Ed. tehnică, 1964.

[6] *Buzdugan, Gh.* și *Blumenfeld, M.* Tensometria electrică rezistivă. București, Ed. tehnică, 1966.

[7] *Manea, Gh.* ș.a. Organe de mașini, vol. II. București, Ed. tehnică, 1958.

[8] *Mlădinescu, T.* Calculul coeficientului dinamic la roțile cilindrice cu dinți drepți. In: Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din București, nr. 3, 1966.

[9] *Mocanu, R. D.* și *Buga, M.* Determinarea experimentală a eforturilor unitare. București, Ed. transporturilor, 1966.

[10] *Niemann, G.* și *Retig, H.* Dynamische Zahnkräfte. In: VDI Zeit., nr. 3 și 4, 1957.

[11] *Nieman, G.* Maschinenelemente, vol. 2, Berlin,Springer Verlag, 1961.

[12] *Nieman, G.* ș.a. Gerauschminderung bei Zahnräder. In: VDI Zeit., nr. 21, 1959.

[13] *Petrusevici, I. A.* Dynamiceskie magruzki v. zubceatih peredaceah s priamozubbîmi kolesami. Moscova, Ed. Acad. U.R.S.S., 1956.

[14] *Schlegel, R.* ș.a. How to reduce gear noise. In: Mach. Design, nr. 165, 1964.

[15] *Seleșteanu, Al.* Calculul modern al organelor de mașini. București, Ed. tehnică, 1957.

[16] *Utagava Masahiro* ș. a. Dynamic loads on spur gear teeth at high speed. In: Bull. ISME, nr. 16, 1961.

[17] *Vörös, I.* Fogaskerekek geometriai es szilardsagtani meretezese. Budapesta, Tankonyvkiado, 1963.

[18] *Zeman, I.* Dynamische Zusatzkräfte. In: VDI Zeit., nr. 6, 1957.

CZ 621.791.75

Cîmpul şi fluxul termic la sudarea cu arcul electric

Dr. ing. TRAIAN SĂLĂGEAN

La sudarea cu arcul electric a pieselor metalice, cîmpul termic corespunzător celor mai frecvente cazuri din practică se poate calcula cu funcţia criterială :

$$\theta = x^m \cdot e^{-x}, \tag{1}$$

în care :

$$x = \frac{r^2}{4\,at}, \tag{2}$$

unde r este vectorul de poziţie în care se determină ciclul termic. Temperatura ϑ se obţine înmulţind pe θ cu un factor M, care ţine seamă de regimul de sudare şi de forma geometrică a pieselor de sudat. Valorile lui M şi m pentru diverse cazuri sînt arătate în tabela 1 [1].

Tabela 1

Cazul încălzirii	m	M	M'	N
Încălzire cu surse instantanee la corpuri masive	1,5	$\frac{2aQ}{\pi^{3/2}\cdot r^3\cdot\lambda}$	$\frac{2Q}{c\gamma(4\pi a)^{3/2}}$	$\frac{4aQ}{\pi^{3/2}\cdot r^4}$
Încălzire cu surse instantanee la plăci	1,0	$\frac{aQ}{\pi\cdot r^2\cdot\lambda\cdot\delta}$	$\frac{Q}{c\gamma\,\delta\,(4\pi a)}$	$\frac{2a\cdot Q}{\pi\cdot r^3\cdot\delta}$
Încălzire cu surse instantanee la bare	0,5	$\frac{a\cdot Q}{\pi^{1/2}\cdot r\cdot\lambda\cdot A}$	$\frac{Q}{c\gamma\,A\,(4\pi a)^{1/2}}$	$\frac{2a\cdot Q}{\pi^{1/2}\cdot r^2\cdot A}$
Încălzire cu surse permanente, care se deplasează repede, la corpuri masive	1,0	$\frac{2\cdot a\cdot P}{\pi\cdot r^2\cdot v_s\cdot\lambda}$	$\frac{P}{2\pi\cdot\lambda\cdot v_s}$	$\frac{4a\cdot P}{\pi\cdot r^3\cdot v_s}$
Încălzire cu surse permanente, care se deplasează repede, la plăci	0,5	$\frac{a\cdot P}{\pi^{1/2}\cdot r\cdot v_s\cdot\lambda\cdot\delta}$	$\frac{P}{v_s\delta\,(4\pi\lambda_c\gamma)^{1/2}}$	$\frac{2a\cdot P}{\pi^{1/2}\cdot r^2\cdot v_s\delta}$

Maximul temperaturii ϑ_M se realizează în momentul :

$$t_M = \frac{r^2}{4\;am}, \tag{3}$$

iar valoarea temperaturii maxime este :

$$\vartheta_M = M\cdot m^m\cdot e^{-m}. \tag{4}$$

În cele ce urmează se realizează calculul fluxului termic, determinîndu-se apoi o funcţie criterială cu ajutorul căreia să se poată realiza un studiu simplu al acestuia. În scopul considerat, se ţine seama că între temperatura ϑ şi fluxul termic $\overline{\varphi}$ există relaţia :

$$\overline{\varphi} = -\,\lambda\cdot grad\;\vartheta. \tag{5}$$

La calculul lui $\overline{\varphi}$, relaţiile (1) şi (2) nu se pot folosi, deoarece θ a fost definit pentru un punct dat ($r =$ constant), iar la calculul fluxului, prin operatorul gradient, se derivează într-o direcţie dată. Din aceste motive, ϑ se va pune sub forma :

$$\vartheta = \frac{M'}{t^m}\cdot e^{-x}, \tag{6}$$

unde M' este dat tot în tabela 1.

Calculînd gradientul temperaturii se obţine :

$$|grad\;\vartheta| = -\,\frac{r\,.\,M'}{2\;at^{m+1}}\cdot e^{-x} \tag{7}$$

şi deci fluxul termic are valoarea :

$$\varphi = \frac{\lambda\cdot r\cdot M'}{2\;at^{m+1}}\cdot e^{-x}. \tag{8}$$

Prin unele transformări simple, funcţia ce defineşte fluxul termic se poate pune sub forma criterială :

$$\Phi = x^{m+1}\,e^{-x}. \tag{9}$$

În acest caz, fluxul φ se obţine înmulţind pe Φ cu factorul N, care, ca şi M, depinde atît de regimul de sudare, cît şi de forma geometrică a pieselor de sudat.

Se vede că între funcţia criterială θ ce defineşte temperatura şi funcţia criterială Φ ce defineşte fluxul termic este o relaţie simplă :

$$\Phi = x\cdot\theta. \tag{10}$$

Maximul fluxului φ_M se realizează în momentul :

$$t'_M = \frac{r^2}{4\,a\,(m+1)}, \tag{11}$$

iar valoarea fluxului maxim este :

$$\varphi_M = N\cdot(m\;+1)^{m+1}\cdot e^{-(m+1)}. \tag{12}$$

Se constată că funcțiile criteriale θ și Φ au aceeași alură. Ambele sînt nule pentru $x = 0$ și $x = \infty$, au un maxim la $x' = m$, respectiv $x'' = m + 1$ și două puncte de inflexiune. Pentru funcția θ punctele de inflexiune sînt la $x'_{12} = m \pm \sqrt{m}$, iar pentru Φ la $x''_{12} = m + 1 \pm \sqrt{m + 1}$.

Ca atare, considerînd variația în timp a temperaturii și a fluxului termic, se poate spune că fluxul termic crește la început mai repede decît temperatura, atingînd valoarea maximă după care începe să scadă. Temperatura atinge valoarea maximă după ce fluxul termic a început să scadă. Diferența de timp Δt între momentele cînd se ating maximele pentru ϑ și φ este :

$$\Delta t = \frac{r^2}{4\,am\,(m + 1)}. \qquad (13)$$

Dacă se ține seamă că cu cît piesele sînt mai masive, cu atît m este mai mare, rezultă că Δt este cu atît mai mic cu cît corpul este mai masiv. Acest fapt ilustrează inerția termică a corpurilor, pentru că între propagarea căldurii și creșterea temperaturii se creează decalajul de timp semnalat. De asemenea, se vede că cu cît punctul considerat este mai departe de locul încălzirii, cu atît Δt este mai mare.

În concluzie, pornind de la expresia criterială a funcțiilor ce definesc cîmpurile termice de la sudarea cu arcul electric, se poate calcula fluxul termic, stabilindu-se pentru acesta o funcție criterială.

Funcțiile criteriale ce definesc temperatura și fluxul termic au aceeași structură, deci mersul în timp al temperaturii și fluxului termic este același.

Ciclul temperaturii rămîne în urma ciclului fluxului termic, ceea ce ilustrează inerția termică a corpului. Decalajul în timp al celor două cicluri este cu atît mai mic, cu cît piesele sînt mai masive și crește o dată cu distanța punctului considerat de la locul încălzirii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sălăgean, T.* Fenomene fizice și metalurgice la sudarea oțelurilor cu arcul electric. București, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1963.

CZ 621.512

Studiul domeniului funcțional al compresorului cu piston

VALENTIN COSOROABĂ și NICOLAE OPREA

Utilizarea gazelor comprimate în general și a aerului comprimat în special pătrunde în domenii de activitate extrem de variate, iar proporția în care sînt solicitate crește de asemenea pe măsura realizării progresului tehnic. Debitele și presiunile reclamate de utilizatori sînt din ce în ce mai diferite. Realizarea unui număr mare de tipodimensiuni de compresoare pentru a satisface cerințele de debite și presiuni este neeconomică din punct de vedere al fabricației lor. Utilizarea unui compresor cu oricare din tipurile de reglaje de debit cunoscute nu poate fi făcută decît în limite relativ mici, pentru ca exploatarea lui să fie economică. Obținerea de presiuni mai mici decît cea nominală prin laminarea gazului este, de asemenea, neeconomică.

Pentru satisfacerea unui domeniu cît mai larg de debite și presiuni — cu același compresor — este necesar studiul funcționării acestuia la turații și presiuni diferite prin care se determină :

— domeniul funcțional, adică domeniul de presiuni și turații în care indicii tehnico-economici ai compresorului se mențin în limite admisibile ;

— modul în care se poate acționa asupra construcției compresorului pentru extinderea domeniului funcțional.

În cele ce urmează se prezintă modul de determinare a domeniului funcțional al unui compresor cu piston și rezultatele încercărilor experimentale efectuate în acest scop.

Caracteristicile constructive ale compresorului sînt :

cursă		74 mm ;
alezaj treapta I		110 mm ;
alezaj treapta II		90 mm ;
— număr cilindri :		
treapta I		2 ;
treapta II		1 ;
așezarea cilindrilor	—	în linie ;
sistemul de răcire	—	cu aer cu suflantă axială ;
sistemul de ungere	—	prin barbotaj.

Caracteristicile funcționale ale construcției înainte de îmbunătățire :

turație	—	1000 rot/min ;
presiune nominală	—	7 kgf/cm^2 ;
— presiunea maximă	—	8 kgf/cm^2 ;
debit la regim nominal		1 m^3/min.

Îmbunătăţirea constructivă a compresorului a constat în principal din înlocuirea răcitorului intermediar cu o suprafaţă de 0,084 m² cu un răcitor cu suprafaţă de schimb de căldură mai mare, de 0,173 m². S-a mai acţionat asupra capotajului, sistemului de reglaj, întinzătorului de curea etc. Încercările experimentale s-au efectuat cu această construcţie îmbunătăţită.

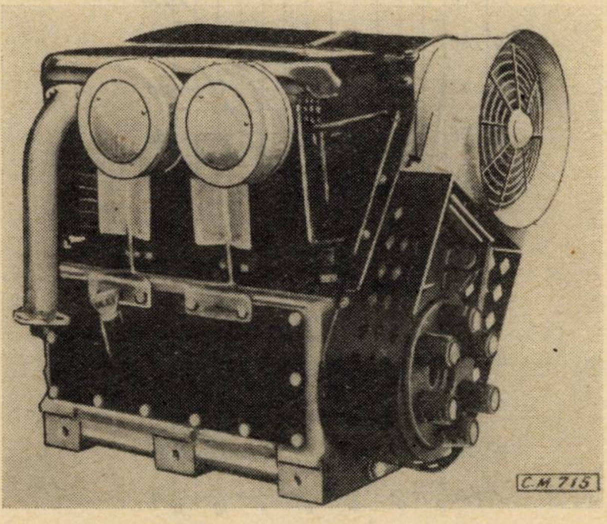


Fig. 1

Domeniul funcţional al compresorului cu piston este delimitat de :

— solicitările mecanice ;
— solicitările termice ;
— micşorarea indicilor tehnico-economici.

Solicitările mecanice sînt cele care limitează cel mai adesea turaţia maximă ; în acest caz depăşirea turaţiei de 1700 rot/min duce la micşorarea siguranţei în funcţionare. Experimentările s-au efectuat, în consecinţă, pînă la această turaţie a compresorului. Tot din cauza solicitărilor mecanice, turaţia suflantei nu a putut depăşi 6500 rot/min.

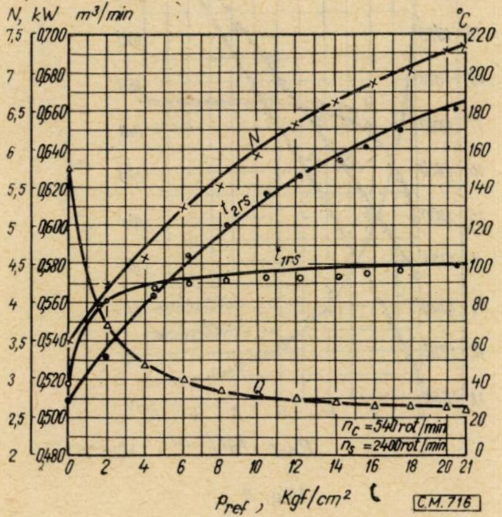


Fig. 2

Pentru fiecare turaţie a compresorului s-au măsurat, în funcţie de presiunea finală de refulare :

— puterea absorbită de motor, cu ajutorul unui wattmetru (trusă tip Q II ja vk fabricaţie Metra) ;

— debitul de aer refulat, cu ajutorul unui dispozitiv cu diafragmă de modul $m = 0,148$ şi 0,333 aşezat după recipientul tampon (debitul s-a calculat la presiunea şi temperatura de aspiraţie) ;

— temperaturile aerului deasupra supapelor de refulare treapta I (t_{1rs}) şi treapta II (t_{2rs}), cu termometre cu mercur aşezate în buzunare cu pereţi subţiri umplute cu ulei.

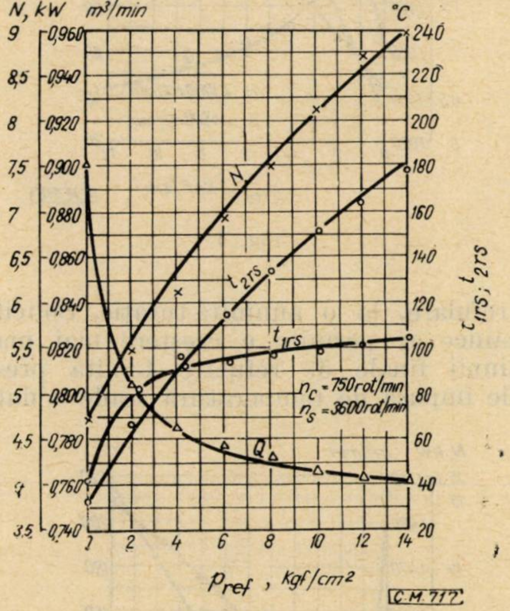


Fig. 3

În figurile 2—7 se prezintă rezultatele măsurărilor la turaţiile compresorului de 540, 750, 1 000, 1 250, 1 500 şi 1 650 rot/min, turaţiile suflantei axiale fiind 2 400, 3 600, 4 600, 4 800, 5 800 şi respectiv 6 400 rot/min.

Scăderea bruscă a debitului şi creşterea accentuată a temperaturii aerului la refularea din treapta I, între 0 şi 2 at, se datoresc faptului că funcţionarea compresorului este în două trepte.

S-a considerat că temperatura maximă a aerului la refularea din treapta II este de 190°C, ceea ce reprezintă o creştere admisibilă de temperatură, faţă de temperatura aerului la aspiraţie, de circa 160°C. Temperaturi mai mari la refulare duc la depuneri de cocs pe supapa de refulare, la micşorarea secţiunilor de trecere a aerului şi de aici la o creştere şi mai mare a temperaturii aerului refulat şi a supapei, ceea ce face să scadă durabilitatea supapei şi chiar să se producă incendii şi explozii.

Creşterea temperaturii peste valoarea admisibilă este cea care limitează presiunea finală de refulare, la o anumită turaţie. Solicitările mecanice ar permite o creştere mai mare a presiunii finale de refulare. Limita presiunii finale impusă de temperatură scade o dată cu creşterea turaţiei, ca urmare a înrăutăţirii condiţiilor de răcire. De remarcat că aceasta s-a produs chiar în condiţiile creşterii debitului de aer de răcire.

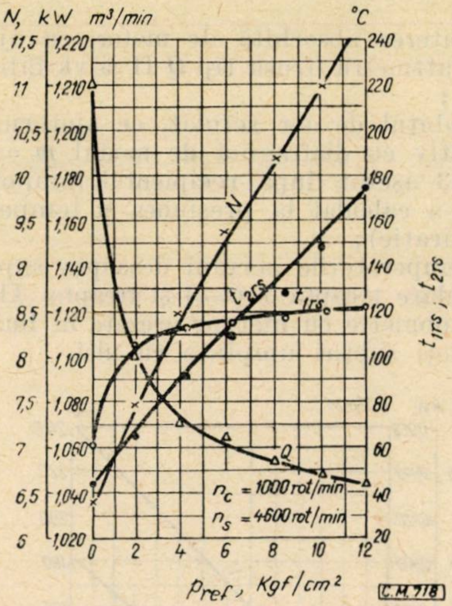


Fig. 4

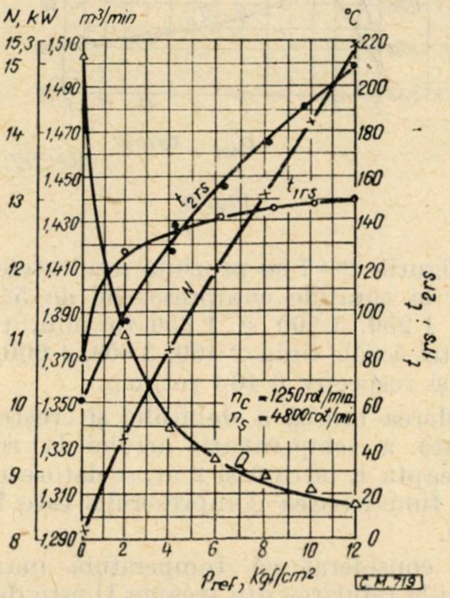


Fig. 5

Cu ajutorul rezultatelor experimentale s-a trasat diagrama din figura 8 care reprezintă domeniul funcţional al compresorului studiat.

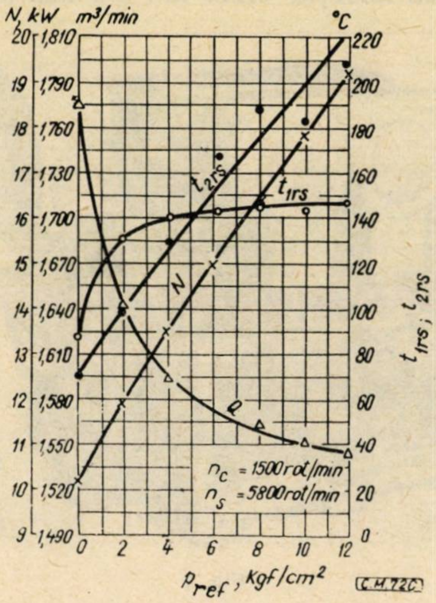


Fig. 6

Compresorul va avea o comportare bună în interiorul patrulaterului format în diagramă.

Latura de sus reprezintă limita impusă de temperatură, iar latura din dreapta, limita impusă de solicitările mecanice. În cazul în care nu se iau măsuri de intensificare a răcirii, limita solicitărilor mecanice datorită forţelor de inerţie din organele mobile nu mai apare,

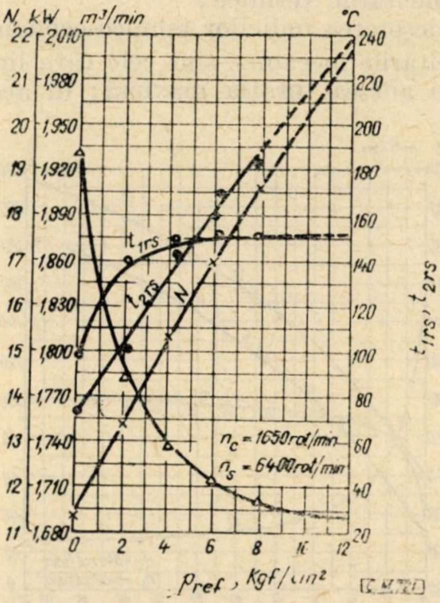


Fig. 7

iar domeniul funcțional va fi reprezentat printr-o suprafață de formă triunghiulară.

Latura din stînga reprezintă o limitare a domeniului datorită scăderii valorii indicilor tehnico-economici sub cele admisibile. Coeficientul de debit scade mult datorită funcționării incorecte a supapelor [2]; greutatea specifică (kgf/m^3/min) și puterea specifică (kW/m^3/min) cresc.

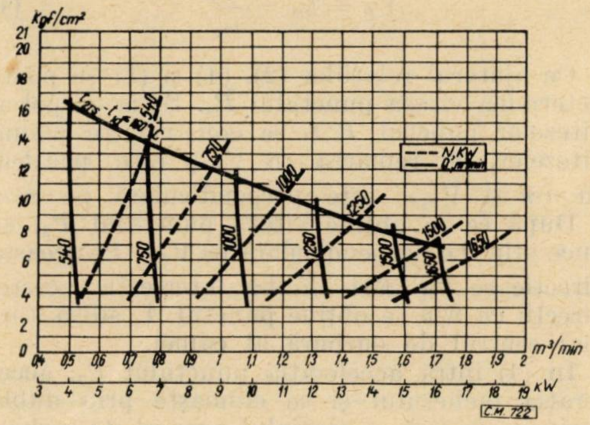


Fig. 8

Latura de jos reprezintă limita inferioară a presiunii finale de refulare. În cazul compresorului în două trepte, funcționarea sub 4 at nu este economică. Treptele de comprimare sînt încărcate inegal. Este mai rațional în acest caz ca funcționarea compresorului să fie într-o singură treaptă; dat fiind că sînt trei cilindri se obține o creștere cu 50% a debitului, iar răcitorul intermediar va putea fi modificat, dacă este cazul, într-un răcitor final.

Pentru orice compresor cu piston se poate trasa o diagramă a domeniului funcțional în coordonatele și cu parametrii indicați în figura 8; această diagramă permite utilizarea rațională a compresorului pentru orice debit și presiune cuprinsă în domeniul de funcționare. Pe baza unor astfel de diagrame constructorul poate analiza cu mai multă ușurință asupra căror elemente constructive ale compresorului trebuie să-și îndrepte atenția pentru lărgirea domeniului de utilizare, ceea ce va conduce la o diversificare a construcției compresoarelor și în același timp la o micșorare a tipodimensiunilor fabricate, cerințe actuale atît pentru fabricație, cît și pentru exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stamatescu, C.* ş.a. Compresoare volumice. București, Editura tehnică, 1965.

[2] *Cosoroabă, V.* și *Oprea, N.* Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston. In: Construcția de Mașini, nr. 8, 1965.

CZ 621.835.2

Determinarea razei de curbură la camele cu culegător talpă de translație și oscilant

VIOREL T. HANDRA LUCA

Determinarea razelor de curbură ale curbelor plane se poate face pe cale analitică atunci cînd se cunoaște ecuația curbei. Dacă ecuația curbei este complicată, calculul analitic al razei de curbură devine mai laborios și necesită cunoașterea primelor două derivate. Camele plane au profilul după o curbă plană. La analiza cinematică a mecanismelor cu camă este de multe ori necesar să se cunoască centrul de curbură al camei în punctul de contact cu culegătorul, de exemplu pentru construirea mecanismului înlocuitor etc.

Dat fiind că studiul mecanismelor cu camă se face pe cale grafică este de dorit ca și centrul de curbură să se determine tot pe această cale. Pentru mecanismele cu camă cu culegător de translație și oscilant se cunoaște o metodă grafică de determinare a centrului de curbură al camei în punctul de contact [1]. Această metodă se va aplica la mecanismele cu camă cu culegător talpă de translație și cel cu talpă oscilantă.

Mecanisme cu camă cu culegător talpă de translație. Este cunoscut că mecanismul înlocuitor al unui mecanism cu camă are o cuplă rotoidă practicată în centrul de curbură al profilului camei, în punctul de contact cu culegătorul; găsind deci mecanismul înlocuitor, se determină centrul de curbură al camei.

Pentru a înțelege modalitatea determinării mecanismului se va presupune problema rezolvată (fig. 1), unde A este tocmai centrul de curbură al camei corespunzător punctului B. Dacă se face un studiu al centrelor instantanee relative și absolute de rotație, numerotate fiind elementele mecanismului înlocuitor, se observă că I_{13} coincide cu A. Conform teoremei coliniarității celor trei centre instantanee de rotație rezultă că atît I_1, I_3^∞, I_{13}, cît și I_{12}, I_{23}, I_{13} sînt coliniare, ultimele pe direcția normalei n-n.

Centrul instantaneu relativ de rotație I_{13} se va găsi deci la intersecția normalei n-n cu direcția $I_1\ I_3^\infty$. Direcția normalei *n-n* cunoscîndu-se (prin metoda oglinzii etc.), trebuie să se mai găsească direcția $I_1\ I_3^\infty$.

Cum centrul I_1 este fix și cunoscut, trebuie să se găsească doar I_3^∞. Centrul absolut de rotație I_3^∞ al elementului bielă *3* este aruncat la infinit, întrucît acest element execută o mișcare de pură translație. Direcția pe care se găsește acest centru I_3^∞ aruncat la infinit este o direcție perpendiculară pe viteza unui punct aparținînd bielei mecanismului înlocuitor, deci trebuie să se determine viteza unui punct al bielei P_3 suprapus pe I_{12}. Întrucît I_{12} trebuie să se găsească tot timpul pe direcția normalei *n-n* variabilă și pe direcția $I_1\ I_2^\infty$ fixă, se practică în acest punct două cuple de translație legate printr-o cuplă rotoidă (fig. 1), observînd că noul mecanism este desmodrom dacă se fixează ghidajul $I_1\ I_2^\infty$.

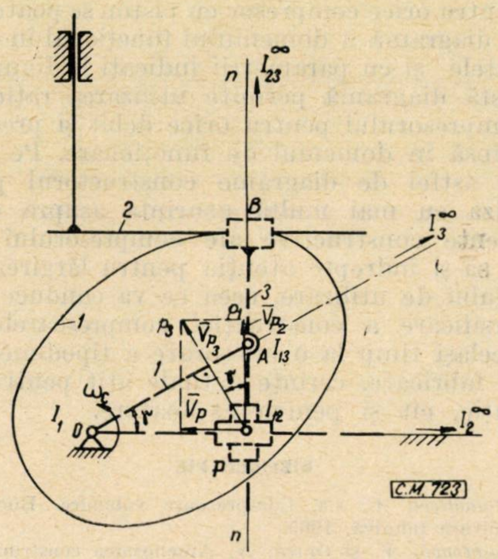


Fig. 1

Viteza punctului P_3 se determină cu ajutorul relațiilor :

$$\begin{cases} \overline{V}_{P_3} = \overline{V}_P + \overline{V}_{P_3P} \\ \overline{V}_{P_3} = \overline{V}_{P_2} + \overline{V}_{P_3P_2} \end{cases}. \tag{1}$$

Deci pentru determinarea vitezei lui P_3 trebuie să se cunoască mărimea, direcția și sensul vitezelor lui P și P_2.

Viteza lui P_2 este viteza cu care se mișcă tachetul și se cunoaște prin derivarea spațiului parcurs de tachet. Punctul P execută o mișcare rectilinie pe direcția $I_1I_2^\infty$. Deoarece P se confundă cu I_{12}, se poate scrie :

$$V_{P_2} = \omega_c \cdot l_{OP}, \tag{2}$$

de unde :

$$l_{OP} = \frac{V_{P_2}}{\omega_c}. \tag{3}$$

În ipoteza că viteza unghiulară a camei ω_c este constantă, derivînd relația (3) în raport cu timpul, se obține viteza de translație a punctului P :

$$V_P = l_{OP} = \frac{a_{P_2}}{\omega_c}. \tag{4}$$

Cu ajutorul relațiilor (2), (4) și (1) se poate determina viteza punctului P_3. Se ia ca pol al vitezelor punctul P și se construiește planul vitezelor, cu remarca că $\overline{V}_{P_3P}$ este paralelă cu *n-n* și $\overline{V}_{P_3P_2}$ este perpendiculară pe *n-n*. După ce se obține viteza punctului P_3, se duce prin O o perpendiculară pe $\overline{V}_{P_3}$. Pe această direcție se va găsi I_3^∞. La intersecția acestei direcții cu *n-n* se obține punctul A, adică tocmai centrul de curbură al camei.

În (4) intră accelerația punctului P_2, accelerația tachetului și se cunoaște prin dubla derivare grafică a spațiului parcurs de tachet.

Pe baza celor expuse se poate indica o determinare mai rapidă a centrului de curbură al camei.

Din $\Delta P\ p_3p_1$ rezultă :

$$\text{tg}\ \gamma = \frac{p_1p_3}{Pp_1} = \frac{V_P}{V_{P_2}}. \tag{5}$$

Înlocuind (4) și (2) în (5) se obține :

$$\text{tg}\ \gamma = \frac{a_{P_2}}{\omega_c^2\, l_{OP}}. \tag{6}$$

Dar cum :

$$\frac{a_{P_2}}{\omega_c^2} = \frac{\mathrm{d}^2 s}{\mathrm{d}\varphi^2},$$

relația (6) devine :

$$\text{tg}\ \gamma = \frac{\frac{\mathrm{d}^2 s}{\mathrm{d}\varphi^2}}{l_{OP}};\ \text{sau}\ \ \gamma = \text{arc tg}\frac{\overline{\mathrm{d}\varphi^2}}{l_{OP}}. \tag{7}$$

Se observă însă că acest unghi γ dat de (7) trebuie să fie format și de direcția $I_1I_3^\infty$ cu direcția fixă $I_1\ I_2^\infty$, deci cunoscînd acest unghi se poate determina direct A. În B se duce normala *n-n*, iar prin O se duce o dreaptă sub unghiul γ față de direcția $I_1I_2^\infty$. La intersecția normalei cu această dreaptă se obține centrul de curbură A.

La folosirea formulei (7) trebuie să se țină seamă de scări, $\frac{\mathrm{d}^2 s}{\mathrm{d}\varphi^2}$ și l_{OP} fiind aici în mărime naturală.

Mecanism cu camă cu culegător talpă oscilant. Metoda folosită în acest caz este analogă cu cea precedentă. Se construiește mecanismul înlocuitor presupunînd cunoscut centrul de curbură al camei. Se notează (fig. 2) centrele instantanee de rotație, ținînd seamă de teorema celor trei centre instantanee de rotație.

Centrul instantaneu relativ de rotație I_{13} care coincide cu A (centrul de curbură) se găsește la intersecția normalei n-n cu direcția I_1I_3, deci pentru determinarea lui e necesar să cunoaștem poziția lui I_3. Centrul instantaneu absolut de rotație I_3 se găsește pe direcția I_2 I_{23}^{∞}, care este perpendiculară pe tachet în I_2 la intersecția acestei direcții cu perpendiculara unui punct aparținînd bielei *3*. Punctul de pe biela mecanismului înlocuitor căruia i se poate determina viteza este P_3 suprapus cu I_{12}. Se procedează analog cazului precedent și se folosesc în I_{12} două cuple de translație legate printr-o cuplă de rotație. Direcția I_1I_2 este fixă, deci cupla de translație pe această direcție execută o mișcare absolută de translație.

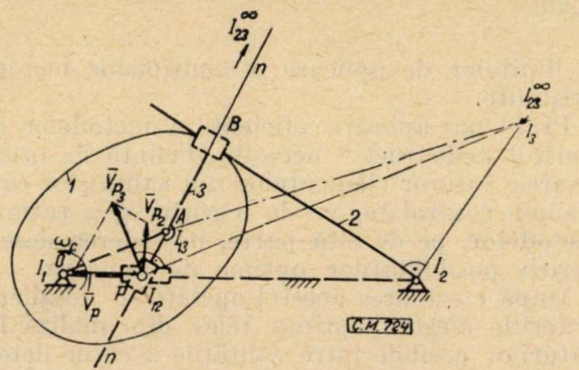


Fig. 2

Pentru determinarea vitezei punctului P_3 se pornește de la relațiile (1) ce reprezintă compunerea vitezelor.

Ținînd seamă de mișcările camei și tachetului, rezultă relația (8) :

$$\overline{V}_{P_3} = \overline{V}_P + \overline{V}_{P_3P}\,;\quad \overline{V}_{P_3} = \overline{V}_{P_2} + \overline{V}_{P_3P_2} \qquad (8)$$

$$l_{OP} = \frac{\omega_t\, l_{PI_2}}{\omega_c}\,;\ \text{sau}\ \ l_{OP} = \frac{\omega_t}{\omega_c + \omega_t} A, \qquad (8')$$

în care :

ω_c este viteza unghiulară a camei ;

ω_t — viteza unghiulară a tachetului ;

$$A = I_1\, I_2\,. \qquad (9)$$

Derivînd relația (8′) în raport cu timpul, se obține viteza de mișcare a punctului P pe direcția I_1I_2 :

$$V_P = \frac{\varepsilon_t\, \omega_c}{(\omega_c + \omega_t)^2} A. \qquad (10)$$

Viteza punctului P_2 se determină cu relația :

$$V_{P_2} = \frac{\omega_c \cdot \omega_t}{\omega_c + \omega_t} A. \qquad (11)$$

În relațiile (10) și (11) ω_t, și ε_t se determină prin derivarea curbei de variație a unghiului de oscilație a culegătorului.

Se construiește planul vitezelor pentru relațiile (8), alegînd ca pol tocmai punctul P. Se duce din punctul P o perpendiculară pe $\overline{V}_{P_3}$, care intersectează direcția I_2 I_{23}^{∞} în I_3. Se unește I_3 cu I_1 și la intersecția acestei direcții cu n-n se obține punctul A, adică centrul de curbură al profilului camei în punctul B.

În concluzie se observă că pentru determinarea centrelor și razelor de curbură ale camelor cu culegător talpă este necesar și suficient să se cunoască legea de mișcare a tachetului, lege care de obicei este dată prin tema de proiectare (derivarea ei se poate face cu ușurință grafic).

BIBLIOGRAFIE

Kolcin, N. I. Mehanica mașin, tom. 1. Moscova, Mașghiz 1962.

CZ 621: 620.171.1

Alegerea metodelor de control nedistructiv în industria construcţiilor de maşini

MIHAI VLĂDESCU

Avîntul general în domeniul industriei construcţiilor de maşini implică o dezvoltare corespunzătoare a controlului efectuat asupra calităţii producţiei, atît din punct de vedere al extinderii lui asupra unui număr cît mai mare de materiale şi produse, cît şi în ceea ce priveşte eficienţa tehnică a metodelor de control întrebuinţate.

Mai mult, este insuficientă aplicarea controlului asupra unui număr limitat de produse finite din numărul total fabricat. A devenit iminent necesar acel control al calităţii care este îndreptat, pe cît cu putinţă, asupra întregii serii de produse fabricate şi, în special, controlul introdus în diferite faze ale procesului tehnologic de fabricaţie.

În stadiul actual al dezvoltării industriei, aceste deziderate nu mai pot fi satisfăcute numai prin intermediul metodelor de control distructiv, folosite în trecut în mod aproape exclusiv.

Necesitatea metodelor de control nedistructiv s-a concretizat prin apariţia unei mari varietăţi de metode, elaborate în cursul a mai multor decenii, începînd de la încercarea acustică a osiilor de vagoane (prin lovire cu ciocanul) şi pînă la actualele mijloace perfecţionate de control, bazate pe aplicaţii ale fizicii moderne.

Controlul nedistructiv al calităţii implică urmărirea fenomenelor produse de un agent fizic, după aplicarea sau introducerea sa în materialele sau produsele controlate şi obţinerea în acest mod a informaţiilor asupra calităţii acestora.

Cu alte cuvinte, după aplicarea sau introducerea agentului în materialul controlat, agentul va fi supus unor transformări fizice în care, prin influenţarea reciprocă cu materialul, caracteristicile sale se vor modifica.

Interpretarea de către controlor a modificării acestor caracteristici poate constitui o măsură a calităţii obiectului controlat.

În ultimii ani, diversitatea agenţilor şi a diferitelor metode folosite a crescut în mod corespunzător necesităţii din ce în ce mai mari în ceea ce priveşte obţinerea unei producţii de calitate superioară şi înlăturarea pierderilor economice rezultate din respingerea unor piese cu defecte puse în evidenţă în apropierea stadiului lor finit.

Devine deci necesară o bună orientare în ceea ce priveşte alegerea metodelor corespunzătoare scopului propus. Aceasta nu se poate face fără cunoaşterea varietăţii lor şi fără formarea unei imagini clare asupra avantajelor şi limitelor de aplicare a multiplelor metode existente.

Problema aplicării eficiente a metodelor de control nedistructiv necesită, înainte de orice, fixarea tuturor elementelor sau calităţilor care trebuie controlate, pe de o parte, şi a tuturor metodelor, pe de altă parte, în vederea descoperirii posibilităţilor optime de aplicare.

După efectuarea acestei operaţii d detaliere, criteriile alegerii optime reies din analiza legăturilor posibile între calităţile a căror determinare este solicitată de industrie şi posibilităţile de aplicare ale metodelor nedistructive.

Se poate aprecia că industria solicită controlul nedistructiv al următoarelor aspecte:

— dimensiuni geometrice sau macrogeometrice (grosimea tablelor şi pereţilor, lungimea pieselor, în special a pieselor greu accesibile);

— finisarea suprafeţelor sau microgeometria;

— date asupra structurii materialului (compoziţia aliajului, proporţii în aliaj, mărimea granulelor, conţinut de microincluziuni, forma microstructurii, tensiuni interne dinamice, tensiuni remanente);

— caracteristici mecanice ale materialului (rezistenţă, duritate);

— discontinuităţi ale materialului sau sudurilor (fisuri sau crăpături, incluziuni nemetalice, lipsă de adeziune, segregaţii);

— schimbări survenite în exploatare (îmbătrînire, migraţia constituienţilor, coroziune, oxidare, eroziune, efecte metalurgice datorite variaţiilor de temperatură, efecte metalurgice datorite variaţiilor de presiune);

— poziţia geometrică în raport cu un sistem de referinţă;

— proprietăţi electrice;

— proprietăţi magnetice;

— proprietăţi termice.

O dată fixate caracteristicile a căror determinare este solicitată, este necesară stabilirea gamei şi numărului metodelor de care dispune tehnica controlului nedistructiv. În acest sens, se prezintă următoarea enumerare a lor:

— metode radiografice şi radioscopice (prin radiaţii roentgen şi gama); metode ultrasonice; metode magnetice; metode prin inducţie electromagnetică; metode cu penetranţi; particule filtrate şi electrostatice; termografie; metode de optică geometrică; metode stiloscopice şi spectrofotometrice; metode tensometrice nedistructive; metalografia nedistructivă; metoda lacurilor aplicate; alte metode (analiza vibraţiilor, analiza de rotaţie rapidă, controlul şi analiza suprafeţelor, controlul durităţii, controlul inflamabilităţii, controlul nivelului metalelor topite etc.); metode combinate.

Fiecare dintre metodele enumerate cuprinde o varietate de procedee, din care alegerea se efectuează astfel încît procedeul să corespundă cît mai mult cerinţelor.

Cunoaşterea metodelor existente în domeniul controlului nedistructiv este necesară specialiştilor din această ramură de activitate în scopul rezolvării unei probleme date.

Astfel, se va putea înlocui o metodă cu alta, acolo unde prima nu se dovedeşte satisfăcătoare sau se va folosi o întreagă gamă de metode, pentru eventualitatea că trebuie determinate mai multe proprietăţi, calităţi sau caracteristici decît acelea care pot fi determinate cu o singură metodă.

Prezentarea detalierii metodelor enumerate se poate face în cuprinsul unei liste ca cea dată în tabela 1.

Dificultăţile stabilirii exacte a eficienţei tehnice a oricărei metode de control nedistructiv fac dificilă aprecierea valabilităţii unei metode destinate unui anumit scop. Totuşi, pentru găsirea rapidă a unei corespondenţe între cerinţele în control şi metodele disponibile, se poate examina tabela 2, în care această corespondenţă este apreciată aproximativ, pentru metale feroase.

În tabela 2 se caută pe verticală calitatea a cărei determinare trebuie întreprinsă. După fixarea acesteia, urmărind orizontala se vor putea găsi spaţii negre (metodă indicată), cu punct negru într-un pătrat (metodă relativ bună), cu un simplu punct negru (metodă cu rezultate slabe, informative) sau, în sfîrşit, spaţii albe (metoda este neindicată). Pornind apoi pe verticală de la spaţiile însemnate, se vor găsi deasupra metodele corespunzătoare încercării nedistructive respective.

Folosirea tabelei 2 pentru materiale neferoase se va putea face cu rezerve, ţinînd seamă în special de faptul că metodele magnetice nu se aplică, metodele electromagnetice îşi schimbă condiţiile de aplicare, metodele ultrasonice şi prin radiaţii ionizate îşi modifică sensibil domeniile de grosimi de material la care se aplică ş.a.

În schimb, pentru materialele neferoase, respectiv nemagnetice, pot fi aplicate categorii de metode care nu au fost specificate, şi anume metodele cu particule filtrate şi metodele cu particule electrostatice, aplicabile în special la sticlă, ceramice, mase plastice etc.

Folosirea tabelei 2 nu va fi făcută decît pentru o orientare iniţială, urmînd a se analiza în mod aprofundat condiţiile de aplicare şi criteriile de alegere optimă a metodei în scopul propus.

În plus, fixarea criteriilor amintite este necesară deoarece metodele de control nedistructiv, deşi în general unanim recunoscute, sînt relativ puţin însuşite. Aceasta cu atît mai mult cu cît — aşa cum se constată — în general nici un specialist pentru una din metodele de control nedistructiv nu este suficient edificat în ce priveşte restul metodelor.

Primul criteriu de alegere este acela al eficienţei tehnice, al competenţei metodei. Stabilirea eficienţei tehnice necesită analiza atentă a corespondenţei proprietăţilor sau calităţilor de determinat, în raport cu posibilitatea determinării influenţelor lor asupra agentului nedistructiv propus. Această analiză se face de la metodă la metodă.

Un alt criteriu îl constituie modul prin care, cu ajutorul unei metode de control nedistructiv, pot fi obţinute date asupra caracteristicilor cercetate sau, cu alte cuvinte, modul de prezentare a informaţiilor. Pentru ca metoda să corespundă cerinţelor informării corecte sînt necesare următoarele: obţinerea unui număr maxim de informaţii utile; înlăturarea informaţiilor eronate sau perturbatoare; exprimarea informaţiilor care se obţin în procesul aplicării metodei într-o formă convenabilă.

Practic, la alegerea metodei se va ţine seamă de forma necesară a exprimării informaţiilor, care poate fi redusă la: indicaţii acustice (buzer, sonerie, zgomot de cuplare de releu, difuzoare, căşti etc.); indicaţii optice dinamice (instrumente cu ac indicator, indicaţii osciloscopice pe tuburi catodice fluorescente, spot luminos etc.); culoare sau deosebiri de culori; indicaţii grafice, înregistrări pe bandă de hîrtie, clişee fotografice sau filme; înregistrări pe benzi magnetice; alte genuri de indicaţii (olfactive, pipăit); semnale sau comenzi electrice sau de altă natură, capabile să declanşeze *direct* sau *indirect* semnalul prin care se confirmă sau se respinge calitatea produsului sau materialului. Cazul indirect amintit se referă la metodele de informare a unor calculatoare electronice programate, care înlătură automat din serie produsul defect. Aceste procedee sînt în mod special recomandabile în cazul producţiilor de mare serie.

De cele mai multe ori se preferă formele înregistrărilor grafice, acestea putînd fi examinate şi în afara momentului încercării, avînd totodată un caracter de document al controlului efectuat.

De asemenea, o selecţionare pretenţioasă, eventual legată mai strîns de criterii economice, se poate face după gradul de automatizare a desfăşurării controlului şi prezentării datelor, după rapiditatea metodei, după consumul de materiale auxiliare necesar, după uzura caracteristică a aparatajului etc.

Una dintre condiţiile importante în selecţionarea metodei este şi nocivitatea pe care o prezintă pentru operator (cazul metodelor radiografice sau radioscopice).

Tabela 1

METODE PRIN RADIAŢII IONIZANTE	Radiaţii X	radiografie roentgen cu:	cu tuburi clasice (la tensiuni între 10 şi 400 kV)	defectoscoape semimobile
				defectoscoape portabile
			transformatoare de rezonanţă (la tensiuni între 750 şi 2 000 kV)	
			acceleratoare liniare (la tensiuni pînă la 2 000 kV)	
			generatoare electrostatice tip Van de Graaff (pînă la 2 000 kV)	
			betatronul (pînă la energii ale fasciculului electronic de 31 MeV)	
		radioscopie roentgen cu:	ecrane fluorescente	
			ecrane electroluminiscente	
			tuburi amplificatoare electronoptice	
			tuburi convertizoare de imagine	
			cristale convertizoare	
			sistem de televiziune industrială (sistem TVX)	
		Xeroradiografie		
		Analiza structurală (cristalografie cu raze X)		
	Autoradiografie			
	Radiografie cu neutroni			
	Radiaţii γ	gamagrafie	radiaţii γ sub 0,1 MeV	
			radiaţii γ între 0,1 şi 1 MeV	
			radiaţii γ peste 1 MeV	
	Radiaţii β	Analiză prin retroîmprăştiere		
METODE ULTRASONICE	Metode prin transmisia impulsului (şi metode de transparenţă ultrasonică)			
	Metoda prin impuls reflectat	metode cu prezentare „B”		
		metoda cu prezentare „A”	prin palpare manuală	
			prin palpare automată	baie locală de cuplant
				imersiune
		metoda cu prezentare „C”		contact direct sau baie locală
				imersiune
	Metoda rezonanţei	citire pe ecran (tub catodic) sau pe instrument	variaţia frecvenţei	
			rezonanţa ecourilor	
	Metode cu unde ultrasonice continue			
	Ultrasonoscopie (optică) prin transmisie			
	Defectoscopie ultrasonică combinată cu televiziune industrială			

METODE MAGNETICE	Metode cu pulberi magnetice procedee : — cu curent continuu — prin curent alternativ — continue — reziduale — de vector-cîmp	pulberi uscate	
		pulberi în lichide	suspensii în apă suspensii în ulei
		pulberi magnetice fluorescente	uscate suspensii în lichide
		pulberi magnetice viu colorate	uscate suspensii în lichide
	Metode magnetografice (pe bandă)		
METODE CU PENETRANŢI	Penetranți cu contrast color Penetranți fluorescenți		procedee : — de spălare cu apă — de postemulsificare — prin curățare cu solvent — cu developare uscată — cu developare umedă — cu developare cu solvent — cu echipament automat (în fluxul tehnologic)
METODE PRIN INDUCŢIE ELECTROMAGNETICĂ PRIN:*	determinarea mărimii impedanței		
	determinarea mărimii reactanței inductive		
	determinarea efectului variației impedanței asupra reacției și coeficientului de selfinducție		
	analiza simplă a vectorului impedanță		
	analiza osciloscopică a elipsei vectorului, impedanța din planul complex avînd în abscisă — rezistența și în ordonată — reactanța inductivă (R și $L\omega$)		
	analiza curbelor de defazare ale tensiunilor rezultate din variația impedanței obținute pe o bază de timp liniară		
	determinarea conductivității (se suprimă efecte nedorite)		
	alte determinări		
METODE DE CITIRE MECANICĂ A FENOMENULUI	profilometre, profilografe pentru determinarea rugozității (transductori electrici)		
TENSOMETRIE ELECTRICĂ	tensometrie statică nedistructivă		
	tensometrie dinamică nedistructivă (urmărire a deformărilor prin osciloscop)		
METALOGRAFIE NEDISTRUCTIVĂ (INSTALAŢII PORTABILE CU CURĂŢARE ELECTROLITICĂ)			
METODE OPTICE (SUBIECTIVE ȘI OBIECTIVE)			
TERMOGRAFIE			
METODE STILOSCOPICE			
METODA LACURILOR APLICATE			
METODE MECANICE			

---

* Clasificate după variabila urmărită în procesul electromagnetic care stă la baza metodei.

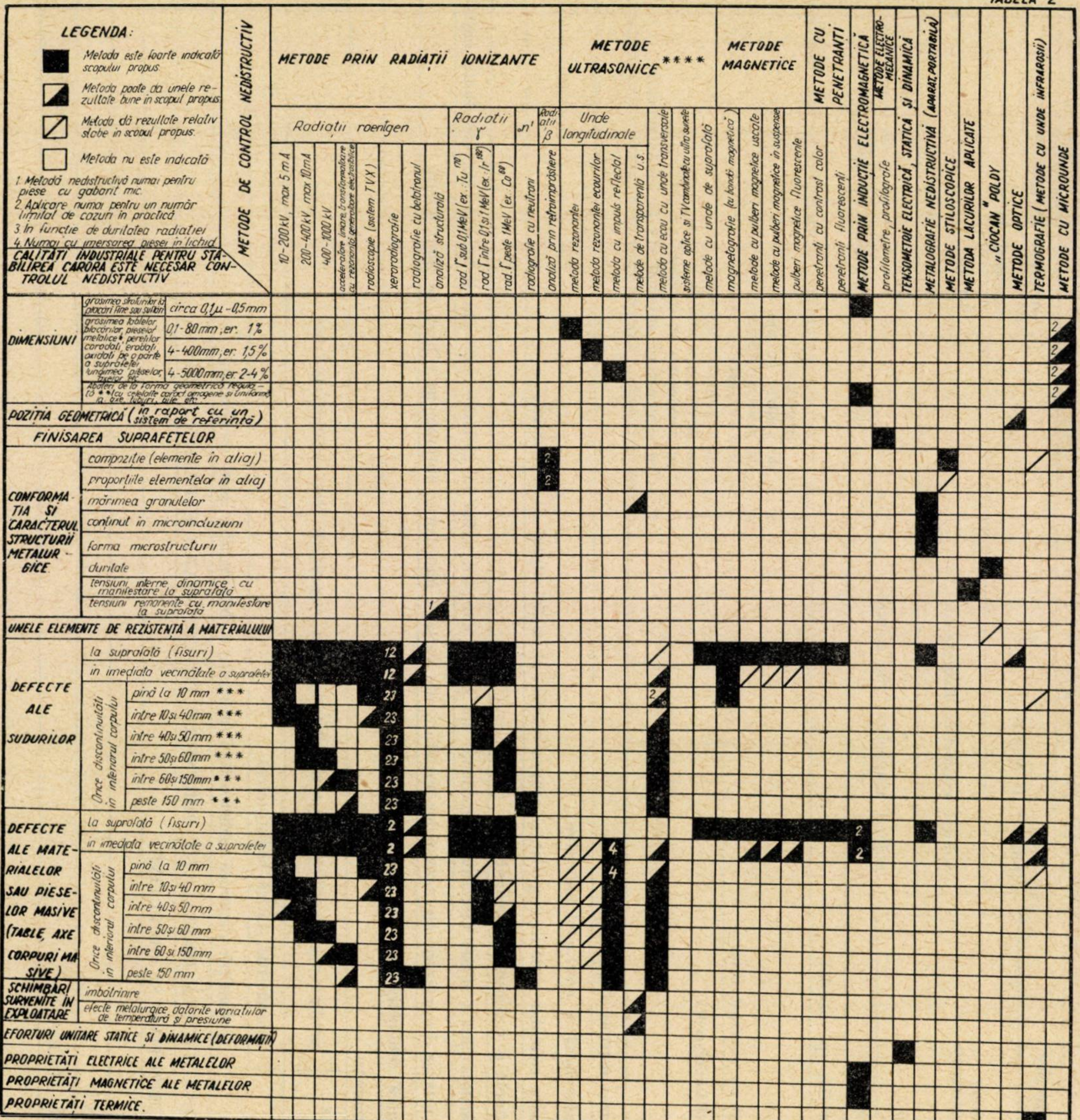
În sfîrşit, un important criteriu de selecţionare a metodelor este acela al comodităţii în manipularea aparatajului folosit. Comoditatea favorizează de multe ori obţinerea unor date mai complete, în special atunci cînd rezultatele metodei pot fi influenţate de subiectivitatea operatorului. Avantajele generale ale metodelor de control nedistructiv în raport cu alte metode de control — distructiv — sînt în general următoarele :

— modificările produse nu periclitează produsul realizat ;

— examinarea se face direct pe elemente în exploatare, pe elemente care urmează a fi date în funcţiune sau în timpul procesului de fabricaţie a lor ; ca urmare există certitudinea că fenomenele depistate sînt caracteristice elementului controlat, spre deosebire de cazul încercărilor distructive, care se fac pe elemente martor destinate distrugerii, nici odată identice, ci cel mult asemănătoare cu elementul controlat ;

— încercările se pot executa pe fiecare produs şi nu pe eşantioane dintr-un lot ;

TABELA 2


LEGENDA:

■ Metoda este foarte indicată scopului propus.

◩ Metoda poate da unele rezultate bune în scopul propus.

◸ Metoda dă rezultate relativ slabe în scopul propus.

☐ Metoda nu este indicată

1. Metodă nedistructivă numai pentru piese cu gabarit mic.
2. Aplicare numai pentru un număr limitat de cazuri în practică
3. În funcţie de duritatea radiaţiei
4. Numai cu imersarea piesei în lichid

CALITĂŢI INDUSTRIALE PENTRU STABILIREA CĂRORA ESTE NECESAR CONTROLUL NEDISTRUCTIV

METODE DE CONTROL NEDISTRUCTIV

METODE PRIN RADIAŢII IONIZANTE
- Radiaţii roentgen
  - 10-200 kV, max 5 mA
  - 200-400 kV, max 10 mA
  - 400-1000 kV
  - acceleratoare liniare, transformatoare cu rezonanţă, generatoare electrostatice
  - radioscopie (sistem TVX)
  - xeroradiografie
  - radiografie cu betatronul
  - analiză structurală
- Radiaţii γ
  - rad. γ sub 0,1 MeV (ex.: Tu^{170})
  - rad. γ între 0,1 şi 1 MeV (ex.: Ir^{192})
  - rad. γ peste 1 MeV (ex.: Co^{60})
- n'
  - radiografie cu neutroni
- Radiaţii β
  - analiză prin retroîmprăştiere

METODE ULTRASONICE****
- Unde longitudinale
  - metoda rezonanţei
  - metoda rezonanţei ecourilor
  - metoda cu impuls reflectat
  - metode de transparenţă u.s.
- metoda cu ecou cu unde transversale
- sisteme optice şi TV combinate cu ultrasunete
- metode cu unde de suprafaţă

METODE MAGNETICE
- magnetografie (cu benzi magnetice)
- metode cu pulberi magnetice uscate
- metode cu pulberi magnetice în suspensie
- pulberi magnetice fluorescente

METODE CU PENETRANŢI
- penetranţi cu contrast color
- penetranţi fluorescenţi

METODE PRIN INDUCŢIE ELECTROMAGNETICĂ

METODE ELECTROMECANICE
- profilometre, profilografe

TENSOMETRIE ELECTRICĂ, STATICĂ ŞI DINAMICĂ

METALOGRAFIE NEDISTRUCTIVĂ (APARAT. PORTABILĂ)

METODE STILOSCOPICE

METODA LACURILOR APLICATE

„CIOCAN” POLDY

METODE OPTICE

TERMOGRAFIE (METODE CU UNDE INFRAROŞII)

METODE CU MICROUNDE

DIMENSIUNI
- grosimea straturilor la placări fine sau subţiri — circa 0,1 μ – 0,5 mm
- grosimea tablelor, placărilor, pieselor metalice*, pereţilor corodaţi, erodaţi, oxidaţi pe o parte a suprafeţei — 0,1-80 mm; er. 1%
- 4-400 mm; er. 1,5%
- lungimea pieselor, ţevilor etc. — 4-5000 mm; er. 2-4%
- Abateri de la forma geometrică regulată ** (cu celelalte caract. omogene şi uniforme la axe, ţevi, bile etc.)

POZIŢIA GEOMETRICĂ (în raport cu un sistem de referinţă)

FINISAREA SUPRAFEŢELOR

CONFORMAŢIA ŞI CARACTERUL STRUCTURII METALURGICE
- compoziţie (elemente în aliaj)
- proporţiile elementelor în aliaj
- mărimea granulelor
- conţinut în microincluziuni
- forma microstructurii
- duritate
- tensiuni interne dinamice cu manifestare la suprafaţă
- tensiuni remanente cu manifestare la suprafaţă

UNELE ELEMENTE DE REZISTENŢĂ A MATERIALULUI

DEFECTE ALE SUDURILOR
- la suprafaţă (fisuri)
- în imediata vecinătate a suprafeţei
- Orice discontinuităţi în interiorul corpului
  - pînă la 10 mm ***
  - între 10 şi 40 mm ***
  - între 40 şi 50 mm ***
  - între 50 şi 60 mm ***
  - între 60 şi 150 mm ***
  - peste 150 mm ***

DEFECTE ALE MATERIALELOR SAU PIESELOR MASIVE (TABLE, AXE CORPURI MASIVE)
- la suprafaţă (fisuri)
- în imediata vecinătate a suprafeţei
- Orice discontinuităţi în interiorul corpului
  - pînă la 10 mm
  - între 10 şi 40 mm
  - între 40 şi 50 mm
  - între 50 şi 60 mm
  - între 60 şi 150 mm
  - peste 150 mm

SCHIMBĂRI SURVENITE ÎN EXPLOATARE
- îmbătrînire
- efecte metalurgice datorite variaţiilor de temperatură şi presiune

EFORTURI UNITARE STATICE ŞI DINAMICE (DEFORMAŢII)

PROPRIETĂŢI ELECTRICE ALE METALELOR

PROPRIETĂŢI MAGNETICE ALE METALELOR

PROPRIETĂŢI TERMICE.

* Gamele de grosimi sînt date pentru oţel şi aluminiu. ** Pentru piese cu forme simple şi două dintre dimensiuni sub circa 500 mm. *** Gamele de grosimi care se referă la grosimea materialului de bază sînt date pentru cazul oţelului. **** Necesită suprafeţe plane sau cu curbură mică, cu rugozitate relativ mică.

— încercările nedistructive se pot aplica asupra tuturor porțiunilor produsului fabricat sau în orice regiune critică a sa ;

— pot fi aplicate simultan sau succesiv diferite metode de control nedistructiv, în raport cu necesitatea determinării diferitelor caracteristici ale produselor ;

— examinarea nedistructivă poate fi efectuată în timpul perioadei de exploatare a produsului ;

— examinarea nedistructivă, repetată la anumite intervale de timp în perioada exploatării produsului, permite observarea modificărilor apărute în serviciu ;

— încercările nu impun o pregătire sau prelucrare specială sau, în orice caz, de cele mai multe ori, necesită o prelucrare de mică amploare și puțin costisitoare ;

— se pot aplica la produse cu preț de fabricație mare în vreme ce încercările distructive nu sînt acceptabile din punct de vedere economic ;

—durata de efectuare a lor este redusă, dînd posibilitatea controlului în serie în timpul procesului tehnologic de fabricație ;

— se pot efectua în timpul procesului tehnologic, anterior fazei de produs finit, pentru evitarea rebutării produselor aflate în stare avansată de fabricație.

Ca orice metodă care completează sau înlocuește o metodă mai veche, metodele de control nedistructiv prezintă totodată și o serie de dezavantaje prin limitele generale în aplicare care le sînt caracteristice :

— parte din încercări, la care concluziile depind de aprecierea interpretatorului, sînt în prezent nestandardizate, aceasta și din cauza eficienței tehnice limitate a unor metode de control nedistructiv ; lipsa standardizării condițiilor tehnice pentru unele metode constituie ea însăși o limitare în aplicarea acestora ;

— limitările provenite de la forma, natura sau proprietățile elementului de controlat, neadecvate din punctul de vedere al încercării nedistructive, nu permit, uneori, înregistrarea unor rezultate concludente, fie din cauza lipsei posibilității de introducere avantajoasă a agentului nedistructiv în elementul de controlat, fie din cauza lipsei posibilității înregistrării lui la ieșirea din element ;

— de obicei încercările nedistructive pretind o calificare ridicată a personalului, deoarece apelează la obișnuința, experiența și rațiunea operatorului, privind — între altele — punerea în problemă și analiza condițiilor încercării ;

— metodele nedistructive sînt de obicei limitate la aplicații relativ restrînse, fiind necesare, uneori, pentru examinarea unui element, mai multe metode nedistructive ;

— valoarea sensibilității detectorilor care pun în evidență agentul nedistructiv (după interacțiunea lui cu materialul elementului) constituie de asemenea, în anumite cazuri, o limită în aplicarea metodelor nedistructive ;

— amplificarea fenomenului de detectare a agentului, realizată de aparatajul de control nedistructiv, constituie și ea uneori o limită în aplicarea acestora ;

— încercările nedistructive nu permit uneori aprecierea sau măsurarea directă a mărimilor caracteristice (de exemplu ale unor elemente de rezistență a materialului : rezistența, suprafețe sau linii de minimă rezistență sau timpul rămas elementului pînă la scoaterea din uz).

Analiza limitelor în aplicarea unei metode de control nedistructiv implică luarea în considerare a limitelor analizate, caracteristice în general tuturor metodelor de control nedistructiv.

La alegerea unei metode de control în scopul încercării nedistructive este necesară însă și analiza comparativă a limitelor respective în raport cu limitele altora. În această situație se observă variații specifice ale limitelor de aplicare ale diferitelor metode.

Astfel, metode care dau posibilitatea unor interpretări simple în unele cazuri dau, în altele, rezultate greu interpretabile sau neinterpretabile, așa cum rezultă din tabela 2.

Limitări geometrice ale unor metode, care solicită la aplicare existența unor suprafețe paralele sau aproape paralele ale elementelor încercate, sînt înlăturate de alte metode. O categorie de metode se aplică numai la piese identice, iar alte metode la piese cu o anumită simetrie.

Limitările de accesibilitate la forma elementului controlat solicită, în cazul unor metode, examinarea de pe o singură parte a suprafeței, iar în cazul altora, controlul de pe două părți ale suprafeței.

Unele limitări, care provin de la forma sau gradul de prelucrare al suprafeței obiectului, sînt specifice fiecărei metode în parte și permit în unele cazuri controlul unor porțiuni mari, alteori permit controlul unor porțiuni mici, iar alteori fac controlul cu neputință.

Grosimea elementului supus încercării constituie o limită caracteristică fiecărei metode și, mai mult, fiecărei aparaturi nedistructive în parte, în raport cu performanțele ei.

Natura sau structura materialului încercat introduce în general limitări caracteristice fiecărei metode (astfel, încercările magnetice și magnetografice sînt aplicabile numai elementelor constituite din materiale magnetice etc.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Betz, C. E.* The Nondestructive Testing Engineer Today's Career Opportunity. In : Nondestructive Testing **18** nr. 1, 1960, p. 15.

[2] *Ouwerkerk, L. van.* The Relative Advantage and Limitation of Nondestructive Testing Methods. In : NDT **16**, nr. 2, 1958, p. 113.

[3] *Pulk, R. A.* Summary of Session on the Basis of Optimum Test Method Selection. In : NDT **16**, nr. 2, 1958, p. 92.

[4] *Valkenburg, H. E. van.* Present Trends in Ultrasonic Testing. In : NDT **21**, nr. 3, 1963, p. 178.

[5] *Bîcicov, O.* Aparate optice pentru măsurarea și controlul calității sudurii. In : Sudura (I.D.T.), nr. 9, 1963, p. 397.

[6] *Kleint, R. E.* An Evaluation of the Effectiveness of Penetrants. In : NDT **16**, nr. 5, 1958, p. 42.

[7] *Rasmussen, J. G.* Predication of Fatigue Failure Using Ultrasonic Surface Waves. In : NDT **20**, nr. 2, 1962, p. 103.

[8] *Garbarine, H. L.* și *Nerwin, H. N.* Progres in Technology and Equipment for Eddy Current Inspection. In : NDT **17**, nr. 4, 1959, p. 229.

[9] *Elion, H. A.* Recent Advances in New Areas of NDT. In : NDT **18**, nr. 3, 1960, p. 179.

[10] *Nazarov, S. T.* Defectoscopia nedistructivă a materialelor (trad. din l. rusă). București, Ed. tehnică, 1964.

CZ 621.822.7 :331.225

Aspecte privind folosirea mijloacelor de cointeresare materială a lucrătorilor de la Fabrica de rulmenți—Bîrlad

NICOLAE DAVIDEANU și PETRE DUMITRU

Forma principală de înfăptuire practică a principiului cointeresării materiale a fiecărui om al muncii este în prezent sistemul retribuirii pe baze stimulative după cantitatea și calitatea muncii depuse, sistem obiectiv necesar și corespunzător etapei actuale de dezvoltare social-economică a țării noastre. Documentele Congresului al IX-lea al Partidului Comunist Român subliniază faptul că una dintre principalele sarcini pentru toate ramurile economiei naționale este și aplicarea cu consecvență a politicii de cointeresare materială a oamenilor muncii, pe baza principiului socialist al repartiției după cantitatea și calitatea muncii depuse. Stimularea colectivelor întreprinderilor socialiste de stat se înfăptuiește de asemenea și prin fondul întreprinderii.

Rezultatele obținute de Fabrica de rulmenți-Bîrlad în îmbunătățirea formelor cointeresării materiale reprezintă o experiență pozitivă, din care se desprind unele aprecieri, ca și unele direcții de perfecționare continuă a formelor de înfăptuire a acestui principiu însemnat al politicii economice.

În cei 11 ani de activitate considerați (1954—1964), producția globală a Fabricii de rulmenți-Bîrlad a crescut de aproape 12 ori. Factorii direcți care au determinat această dezvoltare a producției globale au fost creșterea productivității muncii și sporirea numărului de salariați.

Un aport însemnat însă la obținerea unor rezultate economice bune l-a adus folosirea cît mai judicioasă a fiecărui element al sistemului de cointeresare materială a salariaților.

În cele ce urmează se urmăresc unele aspecte ale folosirii pîrghiilor de stimulare materială la această întreprindere.

Analizînd normele de muncă, în decursul perioadei cuprinse între 1954 și 1964, se remarcă o susținută preocupare pentru ca acestea să reflecte într-o măsură cît mai corespunzătoare munca depusă de către muncitori, în vederea aplicării juste a repartiției după muncă. Încă de la înființarea Fabricii de rulmenți-Bîrlad s-a căutat folosirea de norme cu motivare tehnică la lucrările în acord, norme care să corespundă gradului de înzestrare tehnică a procesului tehnologic.

Tabela 1

Anul	Volumul muncii în acord realizat după norme tehnice, perfecționate, față detotal muncă în acord	Volumul muncii în acord realizat după norme tehnice perfecționate, față de total muncă în acord	Volumul muncii în regie executat după norme tehnice față de total muncă în regie
1954	11,2	—	—
1955	29,3	—	—
1956	37,7	—	—
1957	96,4	—	—
1958	100,0	—	—
1959	100,0	—	39,2
1960	100,0	—	48,1
1961	100,0	35,3	52,0
1962	100,0	41,8	68,4
1963	100,0	44,6	84,0
1964	100,0	56,1	85,5

Din tabela 1 rezultă că normarea tehnică se aplică în anul 1964 la întreaga muncă în acord și la peste 4/5 din munca în regie. În evoluția sa, în activitatea de normare a muncii la lucrările în acord de la Fabrica de rulmenți-Bîrlad se reflectă o serie de trăsături pozitive : în primul rînd, încă din primii ani de funcționare a întreprinderii au fost folosite norme cu motivare tehnică ; în al doilea rînd, pe baza măsurilor stabilite de partid și guvern și ca urmare a experienței proprii, acțiunea de normare științifică la aceste lucrări a fost încheiată încă din anul 1958, anul folosirii depline a sistemului îmbunătățit de salarizare și normare a muncii, hotărît de plenara C.C. al P.C.R. din decembrie 1956; în al treilea rînd, după ce timp de trei ani (1958—1960) întreaga muncă în acord s-a desfăşurat pe bază de norme tehnice, începînd cu anul 1961 se face un important pas spre revizuirea şi perfecţionarea normelor tehnice la aceste lucrări, ajungîndu-se ca în anul 1964 peste jumătate din totalul normelor de la lucrările în acord să fie norme tehnice perfecţionate. În privinţa normării tehnice la munca de regie se remarcă începutul acestei acţiuni în anul 1959 şi preocuparea pentru lărgirea normării ştiinţifice, fapt care rezultă din creşterea continuă a ponderii normelor cu motivare tehnică la lucrările în regie faţă de total muncă, ajungînd la 85,5% în 1964 faţă de 39,2% în anul 1959.

Ca urmare a înlocuirii normelor statistice experimentale cu norme tehnico-ştiinţifice şi perfecţionarea acestora din urmă la lucrările în acord, cum şi prin extinderea normelor tehnice la lucrările în regie, la Fabrica de rulmenţi-Bîrlad disciplina în normarea muncii s-a întărit în mod continuu în decursul anilor. Acest proces rezultă şi din analiza evoluţiei gradului de îndeplinire a normelor de muncă.

În strînsă legătură cu normarea muncii este sistemul tarifar de salarizare, o altă pîrghie de realizare a cointeresării oamenilor muncii din întreprinderile de stat. În îmbinarea acestor două elemente — normarea şi salarizarea — se oglindeşte înfăptuirea cerinţelor legii repartiţiei după muncă.

Tabela 2

Explicaţii	1955	1959	1960	1961	1962	1963	1964
A. Categoria medie tarifară pe total muncitori, în acord	3,31	3,83	3,78	3,74	3,82	3,87	4,02
din care pentru forjori	3,48	3,67	3,57	3,95	4,23	4,12	4,33
B. Coeficientul mediu tarifar	1.23	3.40	3,98	4,01	4,03	4,03	4,08

Urmărind modul de folosire a sistemului tarifar de salarizare se remarcă faptul că în decursul anilor de funcţionare s-au petrecut unele modificări din care au rezultat îmbunătăţiri ale acestuia. Astfel, se observă creşterea categoriei medii tarifare şi a coeficientului mediu tarifar, normalizarea corelaţiei dintre încadrarea lucrărilor şi încadrarea muncitorilor, sporirea tarifelor de salarizare, îmbunătăţirea sporirii cîştigului realizat de muncitori în sensul sporirii ponderii salariului tarifar de bază. În tabela 2 apar cîteva date semnificative în legătură cu evoluţia categoriei medii tarifare (de încadrare) şi a coeficientului mediu tarifar la muncitorii care lucrează în acord.

Din evoluţia categoriei medii tarifare şi a coeficientului mediu tarifar se remarcă tendinţa de sporire a nivelului acestor indicatori, ceea ce reflectă, de fapt, ridicarea gradului de calificare a muncitorilor. Dacă în anul 1955, de pildă, gradul mediu de calificare se apropia mai mult de categoria a III-a din reţeaua de încadrare, în ultimii ani şi mai ales în 1964, nivelul calificării muncitorilor depăşeşte categoria a IV-a sau este apropiat de ea. Acesta este un fapt important, mai ales dacă se are în vedere că în prezent volumul de cunoştinţe cerut pentru diferitele categorii de calificare este mai complex decît cu zece ani în urmă.

În tabela 3 se prezintă evoluţia structurii cîştigului realizat de muncitorii acestei fabrici în perioada amintită.

De la 56—60% între 1955 şi 1957, ponderea salariului tarifar în totalul cîştigului realizat de muncitori a sporit la aproximativ 70% în perioada 1955—1964. Variaţia ponderii salariului tarifar în ultimii 6—7 ani se explică prin trei cauze: volumul însemnat de lucrări în regie la care mai există rezerve de extindere a normării tehnice şi deci de ridicare a rolului salariului tarifar; posibilităţile care există în întreprindere pentru îndeplinirea într-o măsură însemnată a condiţiilor de premiere şi în sfîrşit diferitele sporuri care au avut cea mai mare influenţă asupra cîştigurilor realizate peste salariile tarifare.

Un factor important pentru îmbunătăţirea întregii activităţi a întreprinderilor socialiste este cointeresarea materială suplimentară prin sistemul de premii şi sporuri. Acordarea de premii are o influenţă însemnată în lupta pentru o calitate superioară, beneficii peste plan, reducerea suplimentară a preţului de cost, creşterea productivităţii muncii, economii de forţă de muncă şi materiale, introducerea tehnologiei înaintate şi a metodelor celor mai moderne. Salariaţii au fost premiaţi pentru îndeplinirea sarcinilor de plan, respectîndu-se toto-

Tabela 3

Anul	Structura cîştigului realizat, %	
	salar tarifar	alte cîştiguri
1955	57,1	42,9
1956	56,8	43,2
1957	60,4	39,6
1958	79,5	20,5
1959	75,5	24,5
1960	70,1	29,9
1961	68,9	31,1
1962	72,5	27,5
1963	72,5	27,5
1964	76,6	23,4

dată condiţiile de calitate a pieselor sau lucrărilor executate. Între anii 1962 şi 1964 suma premiilor plătite muncitorilor a fost de peste 6 ori mai mare decît cea plătită în perioada 1955—1957. Ponderea cea mai mare a premiilor a revenit muncitorilor salariaţi în regie, şi anume de 4—6 ori mai mult decît la muncitorii în acord. Analiza sumei premiilor plătite reflectă faptul că sistemul premial este o pîrghie importantă de cointeresare materială suplimentară a muncitorilor, şi anume cu o influenţă mai mare la muncitorii în regie faţă de cei în acord.

Folosirea fondului întreprinderii pentru stimularea interesului muncitorilor are efecte deosebite, ca urmare a eforturilor colective pentru realizarea unor rezultate economico-financiare superioare.

S-a urmărit în decursul perioadei analizate, aplicarea indicaţiilor plenarei C.C. al P.C.R. din 1956, privind creşterea caracterului stimulativ al folosirii fondului întreprinderii atît prin respectarea condiţiilor de constituire, cît şi prin îmbunătăţirea modului de cheltuire.

Suma cheltuită din fondul întreprinderii este în 1964 de peste 9 ori mai mare decît cea din 1956 (fostul fond directorial). Între anii 1960 şi 1964 s-a cheltuit un fond al întreprinderii de peste 15 milioane lei, adică aproape 10 % din fondul total de salarii utilizat în aceeaşi perioadă. Reţin atenţia schimbările structurale în cheltuirea fondului întreprinderii, şi anume concentrarea acestuia după 1958 numai spre două obiective: asigurarea locuinţelor pentru muncitori în primul rînd şi o mică parte de cel mult 5 % din total pentru premii excepţionale individuale. Pentru locuinţe s-au cheltuit în perioada 1958—1964 peste 21 milioane lei. Aceasta a făcut ca, alături de primele trei blocuri ridicate odată cu fabrica în anul 1952, să fie astăzi 24 de blocuri noi cu peste 600 de apartamente în care locuiesc aproape 2 500 persoane, în majoritatea lor salariaţi la Fabrica de rulmenţi-Bîrlad.

În legătură cu cheltuirea fondului întreprinderii se constată necesitatea de a se respecta normele de împărţire a fondului întreprinderii după cele două destinaţii principale, deoarece partea destinată pentru premii a fost depăşită cu peste 5 %.

Cointeresarea materială este unul dintre cele mai importante principii ale gospodăririi socialiste, care asigură, pe de o parte, ca eforturile oamenilor muncii să fie recompensate din ce în ce mai bine, iar pe de altă parte, ca efectele măsurilor de stimulare materială a oamenilor muncii să se concretizeze în rezultate economice şi financiare din ce în ce mai bune pentru întreprindere.

Economicitatea folosirii judicioase a pîrghiilor de bază ale cointeresării materiale personale (sistemul de salarizare, sistemul de normare şi sistemul de premiere) se reflectă în corelaţia dintre creşterea salariului mediu şi sporirea productivităţii muncii, în care primatul trebuie să-l deţină creşterea productivităţii muncii. Directivele Congresului al VIII-lea al P.C.R. au trasat ca sarcină pentru perioada 1960—1965 ca în toate ramurile şi întreprinderile productivitatea muncii să crească mai rapid decît salariul mediu, pentru a asigura reducerea continuă a preţului de cost şi sporirea acumulărilor. Această preocupare a existat în mod permanent şi la Fabrica de rulmenţi-Bîrlad. Datele din tabela 4 oferă posibilitatea de a urmări corelaţia de bază din care rezultă economicitatea cointeresării materiale în evoluţia sa pe perioada anilor 1954—1964. Tabela prezintă dinamica salariului mediu şi a productivităţii muncii, în procente (pentru 1954—100 %).

Tabela 4

Anul	Total salariaţi		Muncitori	
	Productivitatea medie anuală pe un salariat	Salariul mediu anual al unui salariat	Productivitatea medie anuală pe un muncitor	Salariul mediu anual al unui muncitor
1955	115,9	122,5	107,6	117,9
1956	134,1	134,2	122,6	131,1
1957	161,9	158,5	149,5	159,0
1958	167,3	179,2	151,8	183,8
1959	197,1	195,0	179,7	211,9
1960	238,8	218,2	217,2	234,6
1961	276,5	227,4	251,4	241,3
1962	347,3	243,7	312,9	262,4
1963	397,9	250,0	356,7	272,6
1964	453,9	263,5	404,9	275,1
Ritmul mediu anual de creştere pe anii 1955—1964	16,3	10,2	15,0	10,7

Cu toată variaţia corelaţiei de creştere a productivităţii muncii şi salariului mediu pe total salariaţi pînă în anul 1958, se remarcă faptul că la Fabrica de rulmenţi-Bîrlad se menţine în ultimii şase ani o corelaţie justă între aceşti indicatori economici. La grupa muncitori, corelaţia devine favorabilă începînd din anul 1961 şi se menţine pînă în anul 1964. Dacă se are în vedere întreaga perioadă luată în analiză, ritmul mediu de creştere a celor doi indicatori este corespunzător atît realizării principiului cointeresării oamenilor muncii în rezultatele producţiei, cît şi asigurării posibilităţilor de acumulare ale întreprinderii. Astfel, ritmul mediu anual de creştere a productivităţii muncii şi salariului mediu între anii 1954—1964 a fost de 16,3 % la productivitate, de 10,2 % la salariul mediu pe total salariaţi şi, respectiv, de 15,0 % şi de 10,7 % la grupa de muncitori. Cu toate că pe întreaga perioadă cuprinsă între anii 1954 şi 1964 ritmul de creştere este favorabil productivităţii muncii, trebuie să se reliefeze faptul că între anii 1955 şi 1958 nu a fost asigurată în mod corespunzător corelaţia de creştere a celor doi indicatori pe întreaga întreprindere. În anul 1959 s-au obţinut importante realizări în creșterea productivității muncii, ceea ce a dus la îmbunătățirea corelației. Un rol deosebit în asigurarea pentru anii următori a unei corelații normale între creșterea productivității muncii și salariul mediu l-a avut perfecționarea sistemului de retribuire în sensul legării lui mai strînse de rezultatele cantitative și calitative ale producției. În anii 1963 și 1964 se remarcă un decalaj apreciabil în creșterea celor doi indicatori atît pe total salariați, cît și pe grupa de muncitori. Această situație își găsește explicația și în faptul că un aport însemnat asupra creșterii productivității muncii îl au măsurile care nu depind direct de contribuția personalului întreprinderii, ci de factori independenți. Nu trebuie neglijată, desigur, nici contribuția colectivului de salariați. La Fabrica de rulmenți-Bîrlad sînt create toate condițiile pentru ca o parte din acumulările întreprinderii, obținute prin creșterea rapidă a productivității muncii, să fie îndreptată către sporirea salariilor muncitorilor, tehnicienilor, inginerilor si funcționarilor.

Hotărîrea C.C. al P.C.R. și a Consiliului de Miniștri din 24 iunie 1964 cu privire la majorarea salariilor la toate categoriile de salariați, reducerea unor cote ale impozitului pe salarii și creșterea plafoanelor de salarii în funcție de care se acordă alocația de stat pentru copii are ca fundament economic tocmai rezultatele deosebite obținute pe întreaga economie națională în sporirea producției, îmbunătățirea calității și nivelului tehnic al produselor, în creșterea productivității muncii și reducerea prețului de cost. Fabrica de rulmenți-Bîrlad, prin rezultatele obținute, este un exemplu concret de întreprindere în care are loc, pe baza stimulării materiale a salariaților, creșterea economicității întregii activități de producție.

Creșterea mai rapidă a salariului mediu al muncitorilor se reliefează ca fiind un fenomen corespunzător pentru situația de ansamblu a întreprinderii și datorită faptului că evoluția numărului de muncitori a dus la sporirea ponderii grupei muncitorilor în total salariați. Astfel, dacă în anul 1954 grupa muncitorilor deținea 76,3 % din totalul de salariați ai întreprinderii, în anul 1960 a deținut 83,7 %, iar în penultimul an al șesenalului (1964) deținea ponderea de 85,5 %. Corespunzător, s-a redus ponderea celorlalte grupe.

În strînsă legătură cu cele expuse, o importanță apreciabilă o prezintă și semnificația raportului dintre salariile medii ale diferitelor grupe de salariați. În analiza acestui raport trebuie avute în vedere structura pe calificări a fiecărei grupe de salariați, nivelul absolut al salariilor medii ale diferitelor grupe și corelația dintre dinamica cîștigului mediu și a productivității muncii.

Cele mai obișnuite raporturi dintre salariile medii sînt cele date de cîștigul mediu al muncitorilor față de salariile medii ale tehnicienilor, inginerilor și funcționarilor, exprimate în procente. Desigur că ar prezenta interes și raporturile dintre salariile medii ale diferitelor categorii de muncitori în funcție de locul de muncă, categoria de calificare pe diferite perioade, din care s-ar obține argumente în aprecierea diferențierii salarizării după greutatea sau importanța lucrărilor, după influența creșterii mai rapide a productivității muncii, adică argumente pentru confirmarea aplicării unei retribuiri personale în concordanță cît mai mare cu acțiunea legii repartiției după cantitatea și calitatea muncii depuse. Urmărind raportul dintre salariile medii ale diferitelor grupe de salariați, situația se prezintă ca în tabela 5.

Tabela 5

Anul	Salariu mediu al diferitelor grupe de salariați în %, față de salariul mediu al muncitorilor	
	tehnicieni și ingineri	funcționari
1954	213,9	129,3
1955	221,7	124,4
1956	193,3	114,5
1957	198,7	107,9
1958	182,7	102,3
1959	153,9	84,1
1960	139,7	85,5
1961	151,8	88,8
1962	141,4	89,7
1963	129,0	88,3
1964	168,7	101,6

Nivelul salariului mediu al muncitorilor era în 1954 de peste două ori mai mic decît al inginerilor și era depășit cu 30%de cel al funcționarilor. Începînd din anul 1958, cînd se așază mai temeinic sistemul de salarizare în concordanță mai deplină cu cerințele legii economice a repartiției după cantitatea si calitatea muncii, stimulîndu-se ridicarea calificării și îndeplinirea corespunzătoare a sarcinilor de producție, raportul se modifică în favoarea muncitorilor în sensul că salariile muncitorilor au crescut în așa fel încît, în medie, salariul unui muncitor era cu 50—60 % mai mic decît salariul mediu al inginerilor și tehnicienilor și mai mare cu circa 10 % sau aproape egal cu cel al funcționarilor, în condițiile creșterii salariilor la toate grupele de salariați.

Un loc important în aprecierea modului de utilizare a fondului de salarii îl ocupă analiza indicatorului „cheltuielile fondului de salarii la 100 lei producție globală". Acest indicator reflectă într-o formă sintetică preocuparea pentru realizarea unei producții sporite cu un volum mai scăzut sau același de muncă vie.

Indicatorul cheltuieli de fond salarii la 100 lei producție globală a evoluat în cei 11 ani de funcționare a întreprinderii după cum reiese din tabela 6.

Tabela 6

Anul	Consum de fond salarii la 100 lei producție globală	
	pe total salariați	pe total muncitori
1954	11,4	7,9
1955	12,1	8,6
1956	11,5	8,7
1957	11,2	8,4
1958	12,3	9,5
1959	11,3	9,3
1960	10,4	8,5
1961	9,3	7,5
1962	8,1	6,6
1963	7,2	5,9
1964	6,7	5,4
Reducerea consumului de fond salarii în 1964, față de 1954, %	41,2%	31,6%

Datorită faptului că volumul producției globale a crescut mai rapid decît fondul de salarii, acest lucru a determinat reducerea apreciabilă a cheltuielii de fond salarii pentru fiecare 100 lei producție globală. Față de anul 1954, în anul 1964 consumul de fond salarii la 100 lei producție globală a fost mai mic cu 41,2% pe total salariați și cu 31,6% pe total muncitori. Iar dacă se are în vedere cel mai înalt nivel al acestui indicator din perioada analizată, adică nivelul din anul 1958, reducerea din 1964 este și mai importantă, adică cu 45,5% pe total salariați și cu 41,0% pe grupa de muncitori.

Din datele prezentate mai sus, în legătură cu cheltuirea fondului de salarii, rezultă că, paralel cu creșterea însemnată a volumului acestui fond, s-a înregistrat o îmbunătățire permanentă a modului de cheltuire. Studierea indicatorului consum de fond salarii la 100 lei producție globală ar prezenta un mare interes și atunci cînd se au în vedere principalele produse ale fabricii pentru folosirea conștientă, cît mai profundă, a formelor de stimulare materială a oamenilor muncii pentru îmbunătățirea producției și creșterea eficienței economice.

Analiza efectuată este concludentă în aprecierea faptului că, paralel cu creșterea continuă a cointeresării materiale a lucrătorilor, a avut loc o îmbunătățire continuă a situației economice a întreprinderii. De fapt, principiul cointeresării materiale trebuie întotdeauna înfăptuit în concordanță cu cerința sa esențială de a îmbina interesele individuale ale lucrătorilor cu cele generale ale întreprinderii și economiei naționale. La fabrica considerată s-au realizat pași importanți în aplicarea corespunzătoare a principiului cointeresării materiale și există garanția că preocupările pentru perfecționarea continuă vor fi încununate de succese remarcabile.

De la începutul anului 1966 pînă la 1 mai s-a depășit planul producției globale cu 4,5% și al producției marfă cu aproape 3,7%, realizîndu-se cu succes sarcinile de export, fără a avea nici un fel de obiecții din partea beneficiarilor.

Pentru anul 1966 se prevede un spor al producției globale de 12,1% și al producției marfă de 11,2% față de anul 1965. Peste trei pătrimi din această creștere trebuie asigurată prin sporirea productivității muncii cu 8,6% față de nivelul anului 1965.

Planul de măsuri tehnico-organizatorice pentru anul 1966 are ca obiectiv principal indicatorul productivității muncii. Paralel cu creșterea productivității muncii se prevede pentru anul 1966 și sporirea cu peste 6% a salariului mediu. Se remarcă deci preocuparea pentru asigurarea unei corelații corespunzătoare între creșterea productivității muncii și sporirea cîștigului mediu, în vederea stimulării crescînde a lucrătorilor pentru asigurarea unei activități eficiente a întreprinderii.

Problemele de viitor care trebuie să stea în atenția colectivului de muncă la Fabrica de rulmenți-Bîrlad sînt cele referitoare la îmbunătățirea în continuare a organizării științifice a producției, la întărirea cointeresării materiale a lucrătorilor pentru calitatea produselor, la reducerea prețului de cost, la creșterea în continuare a productivității muncii. Rezolvarea acestor sarcini de viitor depinde în bună măsură de folosirea cu pricepere a puternicii pîrghii economice, cointeresarea materială.

CZ 621 : 656.52 : 621.86/87 : 338.062.214.1

Mecanizarea transporturilor în uzinele constructoare de mașini *)

ADRIAN DUMITRESCU și MINERVA PÎNZARU

Prin ,,transporturi uzinale'' se înțelege mișcarea materialelor, semifabricatelor, produselor finite ce concură la realizarea producției marfă în industria construcțiilor de mașini, inclusiv mișcarea acestora în diferitele faze tehnologice, precum și a materialelor auxiliare ca și a deșeurilor rezultate.

Fiecare mișcare, adică fiecare transport, este legată și de o operație de prindere sau de aplicare la utilajul de transport, respectiv de desprindere sau de despărțire de utilajul de transport, ori de cîte ori se vor transfera materialele, semifabricatele etc. de la un mijloc de transport la alt mijloc de transport, respectiv de la acestea la locurile de depozitare. Aceste operații, denumite ,,operații de manipulare'', caracterizează începutul și sfîrșitul fiecărei etape de transport și sînt specifice atît materialelor, semifabricatelor etc. transportate, cît și utilajelor de transport folosite în acest scop.

Rezultă deci necesitatea unei sistematizări a clasificării :

— obiectelor traficului material ;

— mijloacelor (utilajelor) pentru asigurarea traficului material.

Se propune pentru obiectele traficului material clasificarea pe baza următoarelor criterii principale :

— stare fizică — solid, lichid, gazos, pulbere, granulat, pastă, țesătură etc. ;

— proprietăți — greutate specifică, viscozitate, granulație, corosivitate, temperatură etc. ;

— formă — posibilități de așezare, prindere, cuprindere etc. ;

— grupare — posibilități de grupare pe bucăți, loturi sau seturi, cu sau fără paletizare ;

— gabarite — pe unitate, pe grupe raționale ;

— protecție — starea suprafeței, fragilitate, deformabilitate, coroziune, inflamabilitate, alterabilitate.

Pentru mijloacele de transport :

— cinematica transportului (modul în care se desfășoară transportul, atît ca traseu, cît și ca etape), adică :

— transporturi intermitente :

— cu trasee neobligate ;

— cu trasee obligate ;

— pe suprafețe limitate ;

— transporturi continue cu trasee obligate ;

— familii de utilaje — adică genurile utilajelor ;

— scheme constructive — pentru care în cadrul fiecărei familii se arată construcția utilajului din punct de vedere al cinematicii transportului și al modului de lucru ;

— manipularea — procesul tehnologic al prinderii și desprinderii obiectului de mijlocul de transport.

Situația și tendințe pe plan mondial. Dezvoltarea vertiginoasă în continuare a industriei constructoare de mașini, cum și concentrarea ei în vederea specializării producției au condus la introducerea de procese tehnologice legate de mașini-unelte de mare productivitate și cu un grad înalt de automatizare. Consecința a fost o sporire puternică a traficului material în procesul producției, caracterizat printr-o repetiție mărită a operațiilor de manipulare, conducînd la un coeficient ridicat al multiplicității transporturilor.

Rezolvarea economică a acestui trafic material nu a ținut însă întotdeauna pasul cu modul de rezolvare a tehnologiei, existînd o rămînere în urmă.

Ținînd seamă de ponderea ridicată cu care salariile muncitorilor antrenați în procesul transporturilor uzinale intervin în prețul de cost al producției, cum și de tendința manifestată de a se reduce efortul uman, în ultimii 15 ani s-a format un curent de tratare tehnico-economică a problemei transporturilor uzinale. Problema a fost extinsă și în afara uzinelor, la transporturile rutiere, feroviare, pe apă și aeriene, tendința fiind ca produsul să fie astfel pregătit încît de la producător și pînă la distribuitor — în unele cazuri chiar pînă la beneficiar — să fie apt pentru diferitele genuri de transport și manipulări, respectiv depozitări.

S-a născut astfel o nouă concepție de a adapta, pentru fiecare gen de produs, un anumit gen de ambalaj — închis sau deschis — astfel încît transportul, depozitarea și manipularea lui să se facă folosind mijloace specializate de transport și de manipulare, ca și spații minime de depozitare. Această nouă concepție, a cărei aplicare a fost intensificată în ultimul timp, este în principal legată de existența ambalajelor tipizate sau standardizate : conteinerele. Procesul a mers pînă la locul de lucru și de depozitare din fiecare uzină, pentru fazele intermediare conteinerul luînd forma unor platforme, cutii sau stelaje tip, denumite palete de transport.

Prin tipizarea dimensională a acestor palete de transport se asigură și o depozitare rațională pe verticală, prin stivuire, deci suprafețe construite minime. A apărut astfel operația de stivuire prin paletizare, care a generat dezvoltarea unor mijloace noi de transport şi manipulare, reprezentate prin :

---

*) Textul prescurtat al referatului prezentat la prima consfătuire privind mecanizarea transporturilor în întreprinderile M.I.C.M. — Brașov, 6 și 7 iunie 1966.

— poduri rulante stivuitoare ;

— electro(moto)care stivuitoare.

Aceste utilaje sînt fabricate în prezent într-o mulţime de tipodimensiuni şi adaptate diferitelor scopuri şi genuri de produse.

Sistemul paletizării şi stivuirii îşi găseşte o largă aplicaţie în procesele tehnologice cu caracter intermitent, aceste operaţii fiind efectuate de către un personal în afara celui folosit în procesul tehnologic productiv.

În procesele tehnologice în care frecvenţa pieselor, ansamblurilor sau produselor este ridicată, astfel încît trecerea lor de la un loc de lucru la locul de lucru următor nu permite o depozitare intermediară în afara fluxului tehnologic sau în cazurile cînd scoaterea acestora în afara fluxului tehnologic nu este posibilă din motive de protecţie (piese calde, vopsite etc.), s-a intensificat folosirea unor mijloace de transport cu caracter continuu, reprezentate prin transportoare a căror dispoziţie este adaptată la fluxul tehnologic şi în a căror construcţie se folosesc anumite elemente tipizate. Pe această bază s-au realizat transportoare cu trasee foarte complexe — în plan şi pe verticală — înglobînd în multe cazuri întregul flux tehnologic, începînd de la materialul debitat, pînă la piesa, ansamblul sau produsul finit.

Prin introducerea sistemului cunoscut sub denumirea „power and free", transportoarele pot fi construite urmărind în plan succesiunea fazelor tehnologice, conducînd astfel la o mecanizare integrală şi cu caracter continuu a întregului flux tehnologic.

Podurile rulante, mijlocul clasic de transport şi manipulare în uzinele constructoare de maşini, prezintă în multe cazuri dezavantaje, mai ales pentru sarcini sub 10 Mp :

— greutatea proprie prea mare, faţă de sarcina transportată ;

— nu asigură deservirea întregii suprafeţe a halei ;

— limitează deschiderea halelor şi deci nu asigură organizarea în mod raţional de linii tehnologice cu trafic uşor între ele ;

— nu sînt uşor maniabile, muncitorul la locul de muncă trebuind să aştepte a fi deservit.

Eliminarea acestor dezavantaje a condus la hale cu deschideri economice mari ; în schimb, deschiderea podurilor rulante a fost fracţionată, construindu-se poduri rulante sub forma unor grinzi uşoare — dotate cu electropalane tipizate — care circulă pe căi de rulare suspendate. În felul acesta, deschiderile halei cresc, deservirea lor făcîndu-se de către mai multe mijloace de ridicare şi transport, mai uşoare şi mai uşor maniabile, dispuse pe mai multe şiruri, deci cu o largă posibilitate de folosire ; fiind dotate cu electropalane, pot fi deservite de la sol, chiar de către muncitorul productiv.

Este bineînţeles că podurile rulante, acolo unde ele nu pot fi înlocuite, sînt folosite mai departe, însă construcţia lor a fost mult îmbunătăţită prin reducerea gabaritelor şi greutăţii lor proprii şi folosirea agregatelor tipizate (cărucioare, acţionări, reductoare), precum şi prin dotarea lor cu dispozitive speciale de manipulare (de exemplu, ventuze magnetice sau pneumatice).

Folosirea seriilor de electropalane tipizate şi a profilelor economice a permis crearea de căi suspendate (monoşine) cu trasee complexe în plan, care urmăresc fluxul tehnologic, permiţînd chiar trecerea pe trasee secundare prin ramificaţii aeriene, similar ca într-un triaj de cale ferată. În felul acesta, muncitorul productiv dispune în mod direct de un mijloc de ridicare şi transport de mare operativitate.

Tendinţa este ca, în afara liniilor de cale ferată sosire materii prime şi materiale şi expediere produse, să fie eliminate transporturile feroviare între diferitele secţii, fiind înlocuite cu tractorul (electro sau moto) uzinal cu remorci. Acest tractor, de construcţie deosebită de cel rutier sau agricol, poate avea o mare productivitate fie prin specializarea lui, fie prin folosirea remorcilor care pot aştepta la locurile de încărcare şi descărcare.

De asemenea, locomotiva de manevră clasică este înlocuită prin locotractor, mijloc mult mai economic pentru mişcarea şi trierea vagoanelor în incinta uzinelor.

Acţiunea de tipizare a fost extinsă nu numai la toate mijloacele de transport, dar chiar la o generalizare a tipizării ansamblurilor componente ale acestora. S-au creat astfel premisele pentru concentrarea fabricaţiei şi specializarea unor uzine pentru producţia mijloacelor de transport, cum şi a anumitor ansambluri componente.

Această acţiune de tipizare a permis organizarea unor unităţi specializate pentru proiectarea şi construcţia unor instalaţii complexe de transport, folosind utilaje şi elemente tipizate, ceea ce duce la investiţii reduse şi condiţii favorabile de întreţinere.

În producţia industrială modernă nu se mai poate separa procesul tehnologic de fabricaţie de procesul de transport ; de aceea proiectarea şi organizarea uzinelor de construcţii de maşini se fac cu luarea în consideraţie a ambelor procese, ţinîndu-se seamă de toate implicaţiile transportului asupra :

— amplasării secţiilor în cadrul planului general, tendinţa fiind pentru concentrare în blocuri de hale ;

— sistemului constructiv al halelor, halele cu deschideri mari şi scheletul de rezistenţă metalic pretîndu-se mai bine la organizarea unor transporturi complexe ;

— căilor de circulaţie şi suprafeţelor de stivuire la locurile de muncă, în vederea paletizării;

— îmbrăcăminţii drumurilor uzinale şi pardoselilor halelor corespunzătoare noilor mijloace de transport;

— reţelei rutiere uzinale spre a face faţă transporturilor prin suprimarea căilor ferate uzinale şi introducerea tractoarelor uzinale.

Prin mecanizarea transporturilor uzinale s-a ivit necesitatea creării unui serviciu central al transporturilor, a cărui funcţionare să fie coordonată cu aceea a serviciului producţiei. Prin aceasta muncitorul folosit în transporturi încetează de a mai fi din categoria necalificat, răspunderea lui crescînd, atît ca manipulant al unui utilaj, cît şi ca factor organizatoric, constatîndu-se o sporire a productivităţii muncii acestuia cu 30—40%.

De asemenea, prin mecanizarea transporturilor, problema întreţinerii utilajelor respective devine tot aşa de importantă ca aceea a întreţinerii utilajului tehnologic productiv. S-a pus în discuţie dacă este bine ca întreţinerea utilajului de transport să fie independentă — pentru motive de operativitate — de aceea a întreţinerii utilajului tehnologic de producţie. Statistici întreprinse în unele uzine străine arată ponderea cu care intervin diferitele sisteme organizatorice ale întreţinerii utilajului de transport:

— 14% prin serviciul transporturilor;

— 59% prin mecanicul şef al întreprinderii;

— 9% prin întreprinderi specializate;

— 18% neprecizat.

Coordonarea transporturilor cu procesul producţiei implică şi o coordonare a depozitării cu aceea a transporturilor, organizîndu-se depozite şi magazii în care este folosită în principal stivuirea prin paletizare. De asemenea pentru rezolvarea optimă a acestora s-au efectuat cercetări, introducîndu-se metoda drumului critic ca şi în unele cazuri utilaje de transport cu comandă după program.

Deşi transporturile uzinale sînt o succesiune de operaţii, aparent simple, adoptarea unei soluţii pe ansamblul uzinei necesită un studiu aprofundat, atît organizatoric-ergonomic, cît şi economic. Pentru aceste motive, de la caz la caz, pe bază de observaţii, cronograme ale activităţii personalului şi calcule economice se stabilesc toate elementele ce concură la alegerea soluţiei, predominînd elementul ergonomic, al uşurării muncii umane. În acest scop, literatura de specialitate abundă în metode şi exemple ce pot sta la baza întocmirii studiilor necesare la adoptarea unei soluţii.

Importanţa pe care transporturile uzinale au luat-o a dus la organizarea unor institute de specialitate, a unor asociaţii naţionale şi internaţionale, cu manifestări periodice (congrese etc.), cum şi la dezvoltarea unor uzine specializate în fabricaţia diferitelor utilaje de transport.

Această acţiune este susţinută prin periodice de specialitate, ca şi prin publicarea unor manuale şi tratate pentru proiectanţi şi uzine.

Transporturile în uzinele de construcţii de maşini. Pe baza unei analize cu titlu de orientare, ţinînd seamă de volumul şi diversificarea producţiei, ca şi de gradul de cooperare, la nivelul anului 1970, volumul transporturilor în uzinele de construcţii de maşini propriu-zise a fost estimat, conform tabelei 1, faţă de circa 42 600 000 t, volumul transporturilor uzinale la sfîrşitul şesenalului expirat.

Tabela 1

Producţia 1970		Multiplicitatea: tone transportate/tone producţie	Volumul total al transporturilor uzinale (traficul), t
Denumirea	tone		
Turnătorii	624 000	65,0	40 500 000
Forje	444 000	12,9	5 700 000
Secţii prelucrătoare-montaj (producţia marfă)	2 359 000	16,5	39 000 000
Producţia marfă	2 359 000	36,0	85 200 000

Pe baza unor relevee a rezultat că dotarea uzinelor de construcţii de maşini, la finele şesenalului, dispunea de circa 6700 mijloace de transport care asigurau mecanizarea în proporţie de 70% a transporturilor uzinale.

Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. pentru perioada 1966—1970 prevăd că productivitatea muncii pe un salariat va creşte pe ansamblul industriei cu circa 40%, iar preţul de cost se va reduce cu 10%. Avînd în vedere că transporturile în uzinele de construcţii de maşini, prin volumul lor, pot contribui într-o proporţie deosebită la realizarea acestor sarcini, pentru etapa 1970 s-a considerat că circa 90% din volumul acestora vor fi mecanizate, folosind cele mai adecvate mijloace de transport uzinale.

Pe această bază, cu titlu de orientare, la nivel 1970, a rezultat necesitatea unui număr de circa 14 100 mijloace de transport uzinale, cu structura arătată în tabela 2, comparativ cu aceea de la finele şesenalului.

Tabela 2

Grupa	Sfîrşit şesenal, 1960—1965, %	Sfîrşit cincinal, 1966—1970, %
Poduri rulante	41,0	25,0
Grinzi rulante	0,9	1,0
Macarale	6,5	3,7
Conveiere	7,5	7,0
Transportoare diferite	6,0	8,8
Electro(moto)care, electro(moto) stivuitoare	19,6	21,5
Alte mijloace (electropalane) etc.	10,7	7,3
Rest	7,8	25,7
Total	100,0	100,0

Rezultă că podurile rulante reprezintă în prezent mijlocul principal pentru asigurarea mecanizării transporturilor uzinale de construcții de mașini, fiind folosite nerațional și pentru transportul obiectelor ușoare. S-a considerat că pînă în 1970 se va trece la o diversificare a dotării cu mijloace de transport uzinale, ajungîndu-se la un echilibru între mijloacele de transport grele și cele ușoare, folosindu-se în principal stivuirea prin paletizare, corespunzător tendinței ce se manifestă pe plan mondial.

Realizarea dotărilor în structura prevăzută conduce la investiții necesare în perioada 1966—1970 în valoare de circa 821 milioane lei, după cum se arată în tabela 3.

Tabela 3

Unități de măsură	Existent fine șesenal 1960—1965	Necesar fine cincinal 1966—1970	Dotări (investiții) 1966—1970
Bucăți	6 700	14 100	7 400
Tone	36 900	64 700	27 800
Lei	614 300 000	1 435 200 000	820 900 000

Dotările din perioada 1966—1970, spre a corespunde tendințelor ce se manifestă, urmează a avea structura arătată în tabela 4.

Tabela 4

Grupa de mijloace de transport	Bucăți	Lei
Cu caracter principal mecanic	5 100	594 200 000
Cu caracter principal electrotehnic	2 300	226 700 000
din care :		
— electrocare, electrostivuitoare	1 650	188 900 000
— alte mijloace (electropalane etc.)	650	37 800 000
Total	7 400	820 900 000

Corespunzător nivelurilor de mecanizare și structurii dotărilor cu mijloace de transport, cum și volumului de producție, respectiv de transporturi uzinale în cele două etape considerate, din analizele făcute au rezultat — pentru uzinele constructoare de mașini — indicatori tehnico-economici arătați în tabela 5.

Pe baza indicatorilor de cost rezultă că la nivelul anului 1970 se poate realiza o economie de 5,82 lei/t trafic, ceea ce face ca la volumul traficului din această etapă economiile anuale să reprezinte circa 497 milioane lei anual; aceste economii asigură recuperarea dotărilor din perioada 1966—1970 în mai puțin de 2 ani.

Concluzii. Din cele prezentate rezultă, pe de o parte, complexitatea problemelor legate de transporturile uzinelor, iar pe de altă parte necesitatea rezolvării acestor probleme, generatoare de economii importante și de o sporire a productivității muncii, în afară de faptul ușurării muncii umane.

Tabela 5

Indicatorul	Unitatea de măsură	Sfîrșitul șesenalului 1960—1965	Sfîrșitul cincinalului 1966—1970	Raportul 1970/1965
Traficul transporturilor	mii t/an	42 600	85 200	2,0
din care :				
— mecanizat	%	70	90	2,54
— nemecanizat	%	30	10	0,73
Muncitori în transporturi	om	38 500	37 300	0,97
din care :				
— în transporturi mecanizate	om	6 700	14 100	2,10
— în transporturi nemecanizate	om	31 800	23 200	0,73
Cheltuieli de transport uzinal	mii lei	722 500	948 000	1,31
din care :				
— pentru transporturi mecanizate	mii lei	277 300	623 300	2,25
— pentru transporturi nemecanizate	mii lei	445 200	324 700	0,73
Cheltuieli pe tona de trafic	lei/t	16,96	11,14	0,66
Cheltuieli pe tona de marfă	lei/t	612,6	401,9	0,66
Ponderea cheltuielilor de transport în prețul de cost	%	5,3	3,0	0,57
Ponderea valorii utilajelor de transport în fondurile fixe ale uzinelor	%	4,55	5,80	1,28
Productivitatea muncii în transporturile uzinale	t trafic/om	1 106,5	2 282,8	2,06

În acest scop este necesar să se aibă în vedere o serie de măsuri de natură să conducă la atingerea țelului analizei făcute :

— întocmirea unui nomenclator restrîns al materialelor, produselor etc. din construcția de mașini, folosindu-se clasificarea zecimală și avînd în vedere în principal sistemul constructiv și de lucru al utilajelor de transport;

— întocmirea unui nomenclator restrîns al utilajelor de transport folosite în construcția de mașini, corespunzător materialelor, produselor etc. de transportat şi proceselor tehnologice ale transporturilor, folosind clasificarea zecimală coordonată cu aceea folosită de Direcţia Centrală de Statistică ;

— definitivarea nomenclatorului tipodimensiunilor de utilaje de transport, a căror fabricaţie urmează să fie însuşită ;

— tipizarea utilajelor de transport uzinal şi standardizarea ansamblurilor şi elementelor ce intră cu o frecvenţă mare în componenţa lor ;

— tipizarea constructivă, în continuare, a gamei de palete ;

— introducerea cu caracter de permanenţă în profilul unor uzine, a fabricaţiei :

- — utilajelor de transport uzinal cu caracter predominant mecanic ;
- — utilajelor de transport uzinal cu caracter dominant electric ;
- — paletelor ;

— asimilarea cu precădere a utilajelor de transport cu o frecvenţă mai mare de folosire ;

— extinderea acţiunii de organizare a proiectării utilajelor de transport uzinal tipizate, precum şi a instalaţiilor de transport tehnologice ;

— adîncirea studierii transporturilor uzinale în diversele faze ale proiectelor de uzine sau secţii tehnologice ; în acest scop urmează să se elaboreze un material îndrumător care să servească atît institutelor de proiectare, cît şi uzinelor, cum şi să se organizeze o grupă specializată de proiectanţi, care să asigure asistenţa tehnică pentru promovarea transporturilor mecanizate în uzinele constructoare de maşini ;

— organizarea în cadrul serviciului tehnolog şef sau secţiei de mecanizări din fiecare uzină a unei grupe care să aibă sarcina permanentă de a se ocupa cu problema transporturilor uzinale, elaborînd proiecte şi organizînd introducerea lor ; se va extinde realizarea transporturilor uzinale şi îmbunătăţirea lor, folosind în principal fonduri de mică mecanizare, neprevăzute în planul de investiţii, conform H.C.M. 710/19.09. 1963 ;

— în cadrul pregătirii tehnologice, pentru a avea reflectat întregul proces al fabricaţiei, va trebui ca itinerarul tehnologic să fie completat şi cu itinerarul transporturilor uzinale, corespunzător mijloacelor şi schemei generale de organizare a acestora ;

— să se organizeze — după importanţa uzinei — un serviciu de transporturi uzinale, subordonat conducerii sectorului de producţie, cum şi cursuri de pregătire a muncitorilor ce vor fi folosiţi în serviciul transporturilor ;

— adaptarea, cu sprijinul Direcţiei Centrale de Statistică, a evidenţei primare în vederea cunoaşterii valorii fondurilor fixe afectate transporturilor, cum şi a costurilor legate de transporturile uzinale ;

— iniţierea organizării unei asociaţii naţionale în vederea promovării introducerii şi dezvoltării transporturilor mecanizate uzinale şi aderarea acesteia la unele asociaţii internaţionale cu acelaşi profil ;

— organizarea unor sesiuni tehnico-ştiinţifice periodice cu tema ,,transporturile uzinale'', deschiderea unei rubrici în revista ,,Construcţia de Maşini'', cum şi editarea unui manual cu aceeaşi temă.

Prin materialul prezentat s-a urmărit, pe de o parte, evidenţierea aspectelor principale ale problemelor transporturilor uzinale, iar pe de altă parte, unele măsuri ce s-au apreciat ca utile în vederea promovării introducerii şi desăvîrşirii organizării transporturilor uzinale în uzinele constructoare de maşini, cu generalizarea introducerii lor şi în uzinele altor ramuri industriale.

CZ 628.511.4 :621.928.37

Studiul eficacității bateriilor de multicicloane folosite în instalații de desprăfuire a aerului

VICTOR VOICU și ION CURSARU

Un mijloc important pentru combaterea prafului în industrie îl constituie bateriile de multicicloane.

În literatura de specialitate apar însă date insuficiente pentru proiectarea bateriilor de multicicloane, o parte din aceste date fiind chiar contradictorii. Din acest motiv, proiectanții aleg bateriile de multicicloane după norme empirice fără a avea certitudinea că sînt cele mai corespunzătoare.

Datorită acestui fapt, bateriile de multicicloane, cu toate că au o capacitate de reținere a prafului fin mult mai mare decît a cicloanelor simple obișnuite, nu sînt aplicate într-o proporție ridicată în instalațiile de desprăfuire a aerului.

Pentru a se putea aplica cu succes acest sistem de desprăfuire a aerului în industrie în scopul asigurării unor condiții bune de muncă, în cadrul Institutului de cercetări științifice pentru protecția muncii s-a studiat, proiectat și realizat o instalație experimentală cu ajutorul căreia s-a putut stabili o serie de date noi privind proiectarea și construirea unor baterii de cicloane cu o eficiență sporită. De asemenea, s-a stabilit prin experimentare utilizarea bateriilor de multicicloane pentru diferite feluri de praf, în vederea ușurării alegerii acestora în funcție de procesele tehnologice din fabricile constructoare de mașini, în metalurgie, energetică etc.

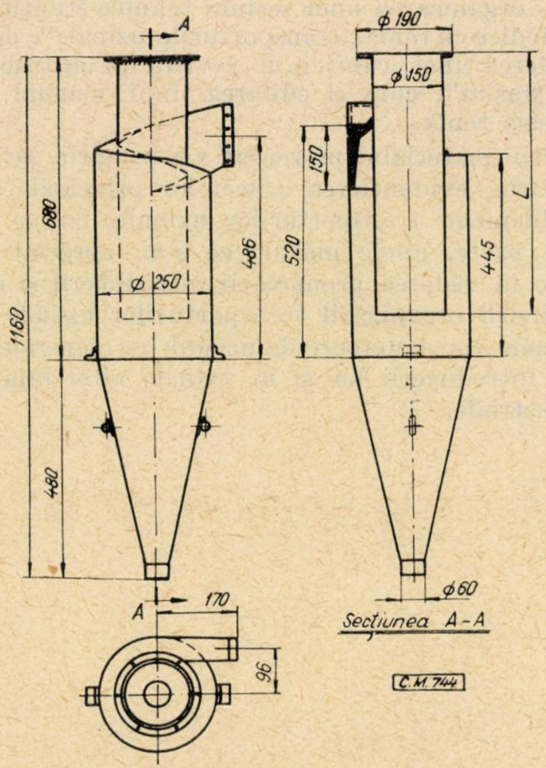


Fig. 1

Pe baza considerațiilor teoretice și a mai multor indicații extrase din lucrări de specialitate, s-a proiectat pentru experimentare două grupe de baterii de multicicloane, și anume: un grup de 8 cicloane: 6 buc. cu intrare pe stînga avînd, cîte două, dimensiunile: $L = 580$ mm, 420 mm și 580 mm; 2 buc. cu intrare pe dreapta, cu $L = 420$ mm, de 250 mm diametru (fig. 1) și un grup format din 24 de cicloane de 150 mm diametru (fig. 2).

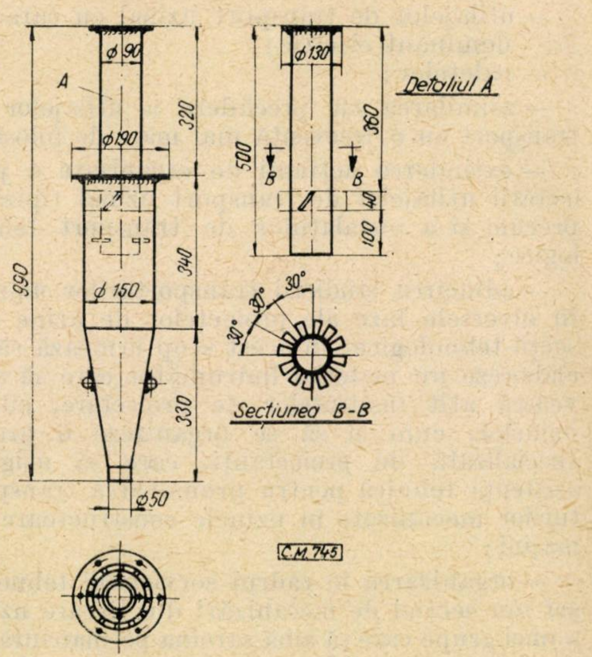


Fig. 2

Ambele grupe de baterii de multicicloane sînt proiectate pentru un debit de aer de 5 000 m^3/h. Pentru experimentare, aerul a fost viciat artificial printr-un dozator de praf. La proiectarea instalației experimentale s-a prevăzut fiecare ciclon cu buncăr individual, prevăzut la intrare cu o cruce care împiedică pătrunderea în ciclon a vîrtejului de aer care ar putea determina reantrenarea prafului căzut în buncăr.

Instalația experimentală a bateriilor de multicicloane a fost constituită din următoarele părți: o conductă de legătură cu un ventilator disponibil pentru experiențe ($D = 5\ 000$ m^3/h,

$p = 250$ mm H_2O), şi un filtru cu saci cu sistem de suflare inversă, pentru reţinerea particulelor de praf care au fost restituite de cicloane.

Aparatura cu care s-au efectuat determinările apare în schema instalaţiei din figura 3 : un dozator de praf *8*, tuburi manometrice *17*, tub Pitot *16*, sonde pentru colectarea prafului din conducte *15*, alonje şi împingere pentru recoltarea prafului *13*, *14*, conducta de absorbţie *1* de la difuzorul *2*, conducta de intrare *3* şi de ieşire *5* a aerului cu praf, ventilatoarele *6* şi *18*, filtrul cu sac *7*, gazometrul *9*, aspiratorul pentru recoltare *10*, reometrele *11*, micromanometrele *12*, bateria de multicicloane *4*. La determinările gravimetrice pentru praf au fost folosite balanţe analitice, iar pentru cele de dispersie, microscopul.

Ca criteriu de comparare a eficacităţii s-a considerat coeficientul :

$$r = \frac{C_i - C_f}{C_i},$$

în care :

r reprezintă gradul de eficacitate a ciclonului;

C_i — concentraţia iniţială de praf dată de dozator, mg/m³;

C_f — concentraţie finală rezultată din cicloane, mg/m³.

trebuie să se recurgă la alte tipuri de filtre (filtre cu saci sau filtre umede).

În cazul prafului care se separă în mod curent cu ajutorul cicloanelor (praf de turnătorie, de furnal, praf ceramic), se admite în general că eficacitatea este bună dacă gradul de eficacitate este de 0,8—0,9%, iar în cazul special al prafului cu particule peste 10—20 μm, eficacitatea se consideră bună dacă gradul de eficacitate atinge 0,95.

Prima baterie experimentală de cicloane a fost formată din 8 cicloane cu intrare tangenţială a aerului, iar colectarea prafului s-a făcut în buncăre individuale, în scopul de a se cunoaşte cantitatea de praf reţinută de fiecare ciclon în parte.

Pentru experienţe s-au utilizat mai multe feluri de praf, şi anume : praf de turnătorie, de furnal, de cereale şi praf de lemn. Concentraţia a fost cuprinsă între 1 şi 5 gf/m³ aer la praful de turnătorie, 4—5 gf/m³ aer pentru praful de furnal, 1—2 gf/m³ aer la praful de cereale şi 2—3 gf/m³ aer pentru cel de lemn.

Vitezele de intrare a aerului în fiecare ciclon, în timpul experienţelor, au fost cuprinse între 15 şi 20 m/s.

Prima experienţă a fost efectuată cu praf de turnătorie în concentraţii cuprinse între 1 şi 5 gf/m³ aer, granulaţia fiind sub 100 μm.

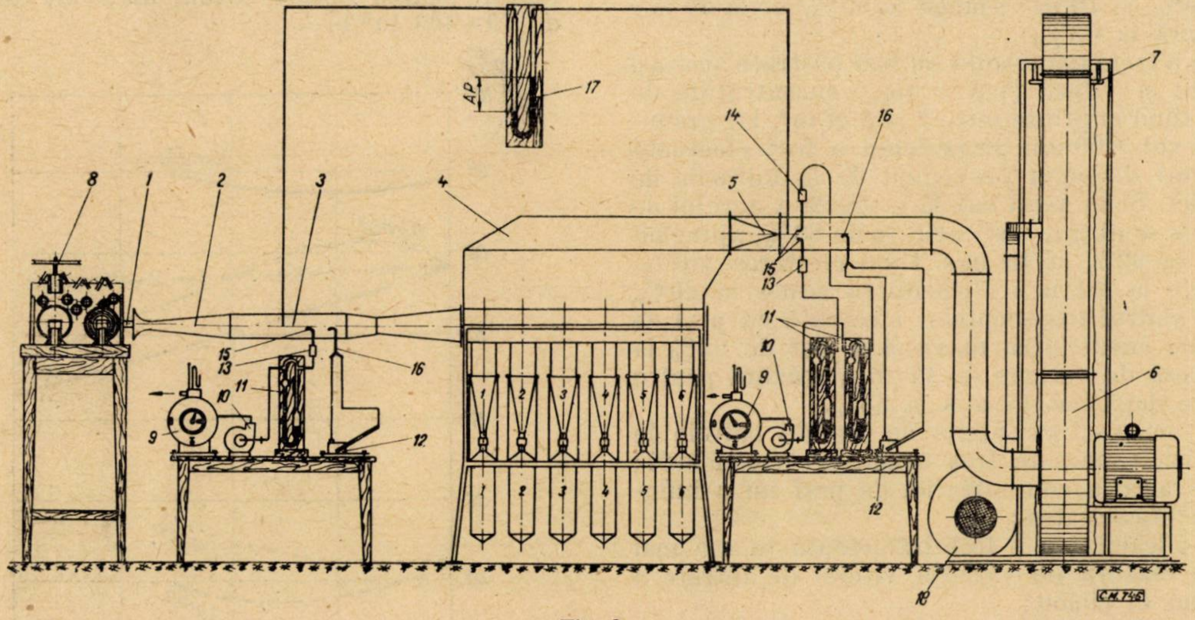


Fig. 3

În mod curent, r variază între 0,6 şi 1. Dacă r este simţitor mai mic decît 0,6 (de exemplu 0,3—0,4) rezultă că praful respectiv este prea uşor şi avînd masă mică nu poate fi separat prin proiectarea lui spre pereţii ciclonului, cazul prafului fin de lemn şi al altora similare. Concluzia logică este că pentru acest fel de praf nu trebuie folosită metoda prin cicloane ci

Debitele de aer pentru fiecare ciclon au variat între 400 şi 550 m³/h. Rezultatele obţinute sînt redate în diagrama din figura 4, din care rezultă că eficacitatea se măreşte o dată cu creşterea vitezei pînă la valoarea de 98—99%, după care scade pînă la 73%, şi că viteza optimă cu care s-a obţinut eficacitatea cea mai mare este de 17—18 m/s.

A doua experienţă a fost efectuată cu praf de furnal. Vitezele şi debitele de aer au fost aceleaşi ca şi la experienţele anterioare, concentraţia prafului fiind cuprinsă între 4 şi 7 gf/m³. Rezultatele date în diagrama din figura 4 arată că la viteza de 15 m/s eficacitatea este de 85%, la 18 m/s ajunge la 95%, iar la 20 m/s coboară la 83%.

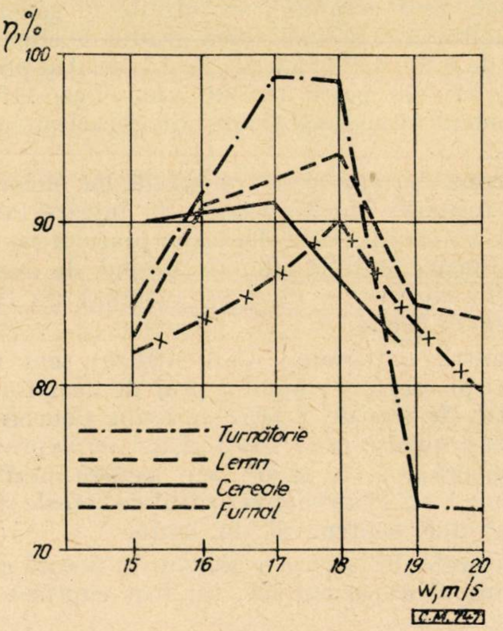


Fig. 4

La a treia experienţă au fost păstrate aceleaşi debite şi viteze pentru aer, concentraţiile de praf fiind cuprinse între 2 şi 3 gf/m³, iar granulaţia sub 100 μm. Experienţa a fost efectuată cu praf de lemn provenind de la fabricile de mobilă. Şi în acest caz la o viteză a aerului de 15 m/s se obţine o eficacitate de 83%, ajungînd pînă la 92% la 18 m/s. Cînd creşterea vitezei ajunge la 20 m/s eficacitatea scade la 80%.

În cadrul experienţelor efectuate cu praf de cereale eficacitatea maximă a fost de 92% la o viteză de curgere de 17 m/s, scăzînd pentru viteze depăşind 17 m/s la 88%.

În urma experienţelor cu această baterie de multicicloane s-au tras următoarele concluzii:

— variaţia concentraţiei de praf nu a influenţat eficacitatea;

— eficacitatea a fost influenţată în cea mai mare măsură de variaţia vitezei de intrare a aerului în ciclon;

— o influenţă mare asupra eficacităţii o prezintă natura prafului respectiv, aşa cum rezultă şi din diagramă; praful cu greutate specifică mare a dus la o creştere a eficacităţii bateriei de multicicloane;

— eficacitatea maximă a fost obţinută pentru viteza de 17—18 m/s, indiferent de natura prafului folosit;

— granulaţia particulelor de praf utilizat în cadrul experienţelor a fost sub 100 μm, din care au fost reţinute majoritatea particulelor de peste 10 μm şi un procent mic de particule sub 10 μm.

A doua baterie de multicicloane experimentată a fost compusă din 24 cicloane mici cu diametrul exterior de 150 mm şi cel al tubului interior de 90 mm. Intrarea aerului a fost realizată în opt variante; unele dintre cicloane au fost construite cu intrare axială a aerului, fiind prevăzute cu diverse forme de aripioare pentru dirijarea aerului cu praf. Toate cicloanele, cîte trei de fiecare variantă, au fost asamblate astfel încît se puteau monta unul în locul celuilalt, pentru ca fiecare element să ocupe diferite poziţii în timpul funcţionării bateriei.

Procedeul a permis ca, după un număr de experimentări, să se precizeze ciclonul de eficacitate maximă (fig. 2).

În urma experimentărilor a rezultat că toate cicloanele bateriei trebuie să fie modificate după tipul de ciclon mai eficient (fig. 2), continuîndu-se apoi experienţele pentru determinarea celorlalţi parametri.

Praful folosit în timpul experienţelor a fost cel utilizat în experienţele anterioare. Viteza de intrare a aerului în cicloane a variat de la 3 la 6 m/s, corespunzător unei variaţii de debit între 135 şi 225 m³/h.

Pentru a verifica dacă eficacitatea bateriei de multicicloane variază cu creşterea vitezei de intrare a aerului peste 6 m/s şi sub 3 m/s, s-a folosit, pentru fiecare ciclon, un debit de aer de 70—400 m³/h.

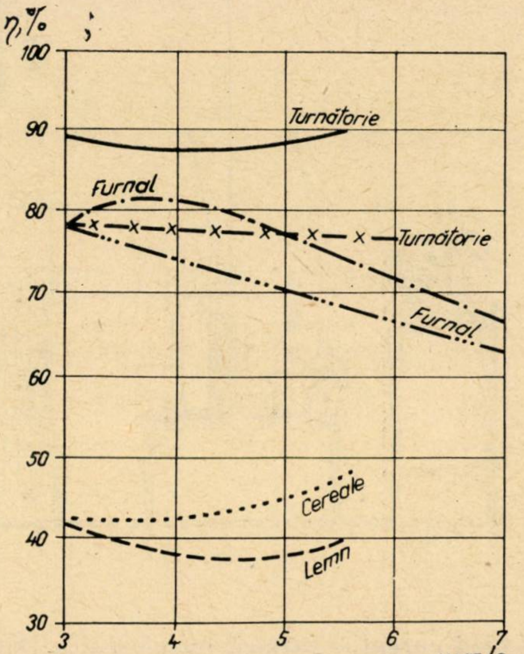


Fig. 5

Concentraţia prafului în timpul experienţei a fost de 3—8 gf/m³, iar mărimea particulelor sub 100 μm. În acest caz eficacitatea a fost cuprinsă între 87 şi 90% (fig. 5).

În cadrul următoarei experienţe, modificînd concentraţia la 12–17 gf/m^3 şi utilizînd aceeaşi viteză şi debit, eficacitatea a scăzut la 78%, pentru viteze depăşind 6 m/s (fig. 5). De remarcat este faptul că eficacitatea variază liniar cu viteza aerului.

De asemenea s-a mai constatat că particulele de praf mai mari de 10 μm sînt reţinute în bateria de multicicloane.

Pentru experienţele efectuate cu praf de furnal, s-au considerat concentraţii de 5–9 gf/m^3. Viteza aerului a fost de 1–10 m/s, aceasta permiţînd studiul eficacităţii cicloanelor şi în afara limitelor stabilite în experimentările anterioare. Rezultatele experienţelor au confirmat că dacă viteza de intrare a aerului în ciclon scade sub 3 m/s, eficacitatea se reduce pînă la valori cuprinse între 68 şi 78%, iar atunci cînd viteza de intrare a aerului se măreşte de la 6 la 10 m/s eficacitatea scade pînă la valori cuprinse între 67 şi 58%.

Rezultă deci că la experienţele efectuate cu praf de furnal, pentru o viteză de curgere de 3–5 m/s, eficacitatea este de 81% (curba linie-punct, fig. 5).

De asemenea s-au efectuat experienţe cu praf de cereale şi praf de lemn, cu concentraţii variind între 2 şi 3,5 gf/m^3 aer, respectiv între 0,5 şi 1,5 gf/m^3 aer. Cu praful de lemn s-au efectuat o serie de experienţe cu o concentraţie cuprinsă între 2 şi 3 gf/m^3 aer. Viteza de intrare a aerului a fost cuprinsă între 3 şi 6 m/s. Rezultatele experienţelor cu praf de siloz şi lemn, privind eficacitatea bateriilor de multicicloane, sînt arătate în figura 5. Se vede că eficienţa este destul de redusă (37%, respectiv 48).

Făcînd o comparaţie între felurile de praf folosit în timpul experienţelor rezultă că eficacitatea maximă de reţinere a prafului cu bateriile de multicicloane se obţine pentru praful de turnătorie şi furnal, ceea ce dovedeşte că praful cu greutate specifică mică nu poate fi reţinut folosind numai o treaptă de filtrare a aerului (cu baterii de multicicloane); se recomandă deci ca desprăfuirea aerului în asemenea cazuri să se facă în două trepte, folosind în afara bateriilor de multicicloane şi filtrele cu sac confecţionate din materiale textile.

Documentare

O nouă metodă de pornire pentru motoarele Diesel. În: L'Ingegnere, martie, 1966.

O nouă metodă de pornire pentru motoarele cu aprindere prin comprimare a fost realizată şi pusă la punct de curînd, în Anglia (Simms Motor Units, Ltd).

Metoda permite eliminarea acumulatorului şi a motorului electric de pornire, dispozitivul respectiv fiind format dintr-un resort puternic şi un reductor cu roţi dinţate. Resortul este înfăşurat, acţionat manual cu ajutorul reductorului, energia mecanică acumulată fiind eliberată printr-un pinion angrenat cu coroana dinţată a volantului.

Dispozitivul comportă trei piese şi este montat într-o carcasă etanşă pentru a fi ferit de vapori de apă sau de praf.

Pentru pornire, după tensionarea corespunzătoare a resortului, se acţionează opritorul dispozitivului.

Un nou procedeu de formare a pieselor din alamă. În: Engineers' Digest, nr. 9, 1965.

Noul procedeu întruneşte caracteristicile turnării sub presiune cu cele ale forjării. Astfel, piesele obţinute prezintă pe de o parte suprafeţe netede, formă şi dimensiuni precise, iar pe de altă parte proprietăţi mecanice şi o structură granulară corespunzătoare prelucrării prin forjare. În plus, calitatea suprafeţelor este superioară celei obţinute în mod obişnuit prin turnare sub presiune, fiind eliminată tendinţa de fisurare datorită efectului de încălzire.

În general, formele obţinute prin noul procedeu sînt cilindrice, iar dimensiunile pot fi reproduse cu o toleranţă de ±0,076 mm.

În cadrul noului procedeu, metalul este turnat într-o matriţă unde începe să se solidifice. Cînd metalul turnat ajunge în stare plastică, partea superioară a matriţei se deplasează către cea inferioară comprimînd metalul şi determinînd forma finală a piesei.

Matriţele sînt realizate dintr-un aliaj de cupru cu beriliu. În timpul lucrului sînt răcite puternic cu ajutorul unui curent de apă ce trece printr-o conductă de debit mare, astfel încît temperatura nu depăşeşte 65°C.

În felul acesta, precizia de prelucrare se menţine chiar după perioade lungi de funcţionare cu o producţie de circa 900 de piese pe oră; nu se observă nici o uzură a matriţei chiar după fabricarea a 250 000 de piese.

Instalaţiile corespunzătoare noului procedeu de lucru sînt încă în fază experimentală; se fac încercări pentru adaptarea procedeului la fabricarea pieselor de aluminiu.

Durata de funcţionare a rulmenţilor. În: Tool and Manufacturing Engineer, noiembrie, 1965.

În cadrul fabricaţiei rulmenţilor se consideră ca o condiţie necesară faptul ca duritatea bilelor sau rolelor să fie egală cu cea a coliviei.

O serie de cercetări realizate în ultimul timp în S.U.A. pare să infirme această condiţie recunoscută, demonstrîndu-se experimental că se pot obţine rulmenţi cu o durată de funcţionare mult mai mare dacă duritatea bilelor sau rolelor este diferită de cea a coliviei.

Astfel, de la primele experienţe pe o maşină de încercat la oboseală, folosindu-se colivii din oţel cu duritatea de 60,63 şi 65 HRC şi bile din acelaşi oţel dur cu durităţi diferite, s-a constatat că pentru o anumită duritate a coliviei, durata de funcţionare a rulmentului şi capacitatea sa de încărcare prezintă un maxim atunci cînd bilele au o duritate diferită de cea a coliviei.

Considerîndu-se rezultatele definitive s-a ajuns la concluzia că durata de funcţionare a rulmenţilor este — în mod cu totul apreciabil — afectată de diferenţa de duritate menţionată. Durata maximă utilă se obţine dacă duritatea bilelor sau a rolelor depăşeşte duritatea coliviei cu 1–2 HRC. Dacă această condiţie este satisfăcută, durata de funcţionare poate depăşi de 4–5 ori durata de funcţionare a rulmentului cu bile (sau role) şi colivie de duritate egală.

Noi aplicaţii ale lichidelor de fixare mecanică. În : Rivista di ingegneria, nr. 2, 1966.

O metodă originală, simplă şi aproape sigură, permiţînd micşorarea costului operaţiei de montaj şi de întreţinere, constă în utilizarea răşinilor lichide pentru blocarea, fixarea, sigilarea etc. a pieselor dispozitivelor de îmbinare mecanică. În unele cazuri, lichidele fixative înlocuiesc dispozitivele de blocare mecanică, îmbinările prin presare la cald, garniturile etc., iar în multe alte cazuri servesc pentru mărirea eficienţei blocării sau fixării a două piese. Utilizarea lichidelor de fixare permite reducerea preţului de cost cu 40 pînă la 70 %.

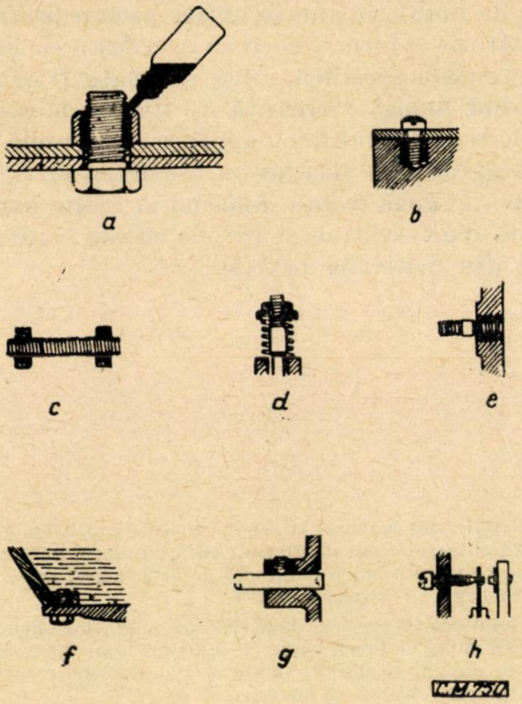


Fig. 1

În figura 1 sînt specificate o serie de aplicaţii tipice. Astfel, în figura 1, *a* se vede modul simplu în care o piuliţă normală poate deveni autoblocantă fără utilizarea unei construcţii speciale.

Prin folosirea lichidelor considerate, şurubul obişnuit poate fi blocat (fig. 1, *b*), se pot bloca cuplajele filetate şi prezoanele (fig. 1, *d* şi 1, *e*), se pot fixa în orice poziţie piuliţele pe un ax filetat (fig. 1, *c*).

Un aspect interesant îl constituie posibilitatea de eliminare a găurilor înfundate filetate, îmbinarea respectivă putînd rezista la vibraţii, corodare acidă, influenţa lubrifianţilor, lichidelor refrigerente etc. (fig. 1, *f*). Se pot elimina în acelaşi mod şuruburile speciale de presare (fig. 1, *g*) sau necesitatea de reglare continuă a contrapiuliţelor (fig. 1, *h*).

Tehnologia de utilizare a lichidelor fixative constă în simpla umplere cu lichidul respectiv a spaţiului existent între două piese metalice. Răşina folosită rămîne lichidă în contact cu aerul ; introdusă însă într-un spaţiu limitat se elimină influenţa oxigenului din atmosferă şi răşina formează o masă dură şi tenace.

Lichidele de fixare folosite în industrie prezintă caracteristici mecanice bine definite, astfel încît se poate determina în prealabil rezistenţa îmbinării respective.

Oţelul cu acoperire de aluminiu. În : La Machine Moderne, octombrie, 1965.

Oţelul cu acoperire de aluminiu prezintă un domeniu de aplicare din ce în ce mai larg, datorită calităţilor sale : rezistenţă ridicată la temperatură şi corodare, preţ de cost mai redus decît al oţelurilor aliate obişnuite pe care le poate înlocui.

Procedeul folosit pentru realizarea acoperirii de aluminiu reprezintă un procedeu nou, stratul de acoperire fiind obţinut în cadrul unui proces de imersiune la cald ; se obţine astfel un amalgam rezistent şi permanent între stratul superficial şi materialul de bază, fapt ce permite aplicarea oricărui procedeu tehnologic pentru fabricarea tablei fără ca stratul protector de aluminiu să fie influenţat.

Oţelul cu acoperire de aluminiu poate fi sudat prin toate procedeele cunoscute, necesitînd însă, în cadrul procesului respectiv, o cantitate de căldură mai mare decît oţelurile aliate ; se remarcă însă că gazele rezultate la sudare nu sînt dăunătoare.

Aspectul superficial al oţelului considerat se păstrează pînă la 470°C, oxidîndu-se foarte încet. În acelaşi timp, spre deosebire de aluminiu, îşi menţine proprietăţile fizice şi la temperaturi ridicate.

Totuşi, către 470°C, aluminiul superficial tinde să difuzeze în materialul de bază, formînd iniţial un aliaj şi apoi soluţii de fier în aluminiu, stabilitatea termică a oţelului cu acoperire de aluminiu datorîndu-se acestei proprietăţi.

Oţelul cu acoperire de aluminiu constituie un material de bază optim pentru acoperiri metalice. Astfel, acoperirile cu crom realizate pe acest material de bază au o durată mare, oxidarea metalului de bază fiind împiedicată de stratul de aluminiu. Acoperirile cu material plastic sau cu email sînt foarte rezistente, datorită limitării propagării corodării de la porţiunile atacate.

Utilizarea razelor infraroşii în cadrul defectoscopiei metalelor. În : La Machine Moderne, nr. 1, 1966.

În general, analiza apariţiei şi progresării defectelor determinate de oboseala materialelor în construcţiile speciale (de exemplu în cazul avioanelor) necesită — prin metodele cunoscute — un interval de timp superior probelor respective.

Metodele nedistructive — procedee magnetice, cu curenţi Foucault, cu ultrasunete, de rezonanţă etc. — prezintă avantajul eliminării contactului fizic dintre materialul de analizat şi instrumentul de observare, însă materialul trebuie scos din condiţiile de probă înainte de aplicarea analizei nedistructive. O serie de alte metode nedistructive utilizînd sonde de încercare necesită plasarea unui material străin pe suprafaţa care se controlează.

Este evident deci că metodele uzuale nu pot fi folosite în timpul probelor de durată ale construcţiilor considerate.

Inconvenientele menţionate pot fi însă eliminate prin folosirea unei metode nedistructive, fără contact, utilizînd razele infraroşii (prezentată de G.L. Schmitz la Society of non Destructive Testing — Evanston).

Metoda se bazează pe variaţia conductibilităţii termice determinată de existenţa unei fisuri. Astfel o cantitate anumită de căldură este aplicată pe suprafaţa de examinat prin intermediul unei surse luminoase concentrate. Temperatura probei este analizată concomitent cu ajutorul unui radiometru cu raze infraroşii, aşezat la o distanţă fixă oarecare de punctul de încălzire. Punctul de încălzire şi cel de concentrare ale radiometrului se pot deplasa permiţînd astfel localizarea fisurilor incipiente determinate de oboseala materialului. Viteza de deplasare este de 3,6 mm/s, iar lăţimea benzii examinate de 3 mm. În situaţia actuală, fisurile evidenţiate sînt vizibile şi cu ochiul liber, la o examinare foarte atentă. Se fac însă încercări continue pentru a se mări sensibilitatea metodei.

Concepţii noi în proiectarea navelor de transport

Deoarece cheltuielile în exploatarea navelor de transport sînt simţitor influenţate de durata staţionării în porturi pentru operaţiile de încărcare-descărcare, în ultimul timp au apărut noi propuneri de soluţii constructive, care duc la o exploatare intensivă a instalaţiilor de propulsie, navigaţie etc. ale navelor de transport, reducînd la maximum staţionarea acestora în porturi.

O variantă interesantă este cea a „navelor cangur" [1], [2], al căror corp în partea centrală şi pupa este format din două flotoare laterale, între care pot fi preluate şi transportate şlepuri-conteinere dinainte pregătite cu marfă în port.

Primul proiect de acest gen — elaborat de concernul „Mitzui-Zosen" Japonia — prevede ambarcarea şi debarcarea şlepurilor-conteiner prin manevre similare cu andocarea pe un doc plutitor.

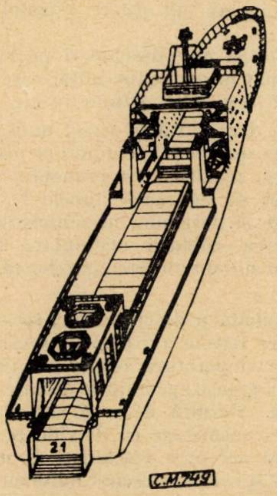


Fig. 1

Alte soluţii, ca cea din figură (elaborată de firma Blohm & Voss — R.F.G.), asigură manipularea şlepurilor-conteiner cu macarale portal de circa 350 t. Nava, care are o lungime de 189 m, poate transporta 30 conteinere de cîte 300 t, cu un pescaj maxim de circa 7 m.

Englezul F. I. Welling propune o navă-cangur care preia pentru transport un singur şlep nepropulsat de 4 500 — 5 000 t.

O altă variantă care porneşte tot de la ideea separării părţii de propulsie şi navigaţie a navei, de partea care conţine încărcătura şi este afectată de staţionarea în port pentru încărcare-descărcare, este cea elaborată de firma engleză Hay & Smart (Projects) Ltd of Liverpool [3].

Proiectul prevede secţionarea transversală a navei în două secţiuni independente, care pot fi articulate împreună la nivelul punţii. Secţiunea pupa conţine întreaga instalaţie energetică, aparatura de navigaţie şi amenajările pentru echipaj, iar secţiunea prova — magaziile pentru mărfuri.

Cuplarea sau decuplarea celor două secţiuni se face în cîteva minute, printr-o instalaţie hidraulică specială cu post de comandă în secţiunea pupa. Apropierea secţiunilor pentru cuplare se face cu cabluri manevrate de două vinciuri.

Probele de bazin pe model au confirmat rezolvarea satisfăcătoare a rezistenţei şi calităţilor nautice ale navei în ansamblu, precum şi a problemelor de stabilitate şi asietă pentru fiecare secţiune în parte.

Se prevede ca o secţiune pupa să poată lucra în complet cu 2—3 secţiuni prova, astfel ca în timpul transportului unei încărcături celelalte secţiuni-magazii să efectueze operaţiile de descărcare şi încărcare în porturile cap de linie.

Secţiunile-magazii ale unui complet pot fi construite pentru destinaţii diferite (mărfuri generale, mărfuri lichide sau mărfuri frigorifate), ceea ce dă o mare elasticitate în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] În : Navires, ports et chantiers, nr. 186, 1965.
[2] În : La marina italiana, nr. 1, 1966.
[3] În : Shipbuilding and Shipping Record, nr. 25, 1965.

Pistol de vopsit fără emisie de ceaţă. În : Technical Digest, noiembrie, 1965.

Operaţia de vopsire cu pistolul cu aer comprimat este întotdeauna însoţită de o emisie de ceaţă care reprezintă o pierdere de vopsea, fiind în acelaşi timp dăunătoare pentru muncitorul respectiv.

Echipamentele electrostatice utilizate permit înlăturarea parţială a ceţei ; sînt însă destul de costisitoare şi nu pot fi folosite decît ca instalaţii fixe.

În ultimul timp s-a realizat un nou echipament, simplu, mobil şi ieftin, care permite înlăturarea completă a inconvenientelor menţionate. Ea comportă un rezervor de circa 10 kgf pentru vopsea, o pompă cu roţi dinţate cu motor electric de 1,6 kW, un manometru şi conductele necesare pentru alimentarea a şase pistoale de vopsit ; toată instalaţia este montată pe un cărucior.

Presiunea de lucru poate fi variată pînă la 32 kgf/cm² în funcţie de vîscozitatea lichidului de vopsit. O conductă de întoarcere permite amestecarea soluţiei din rezervor, pistolul fiind oprit, iar pompa în funcţiune.

Pistolul prezintă o construcţie specială, asemănătoare cu aceea a unui injector pentru motoare cu aprindere prin compresiune ; lichidul vîscos este separat, la intrarea în pistol, în mai multe jeturi dispuse elicoidal, care se întîlnesc la ieşirea din ajutaj. Se obţine astfel o dispersie bună, fără emisie de ceaţă, astfel încît devine inutilă masca vopsitorului.

Materiale izolatoare pentru suprastructura navelor. În : Marine Engineer and Naval Architect, mai 1966.

Utilizarea aliajelor uşoare pentru suprastructura navelor de oţel determină necesitatea montării unei izolaţii între structura de oţel şi cea din aliaj uşor.

Se folosesc în acest scop (Form Teknisk A/S-Norvegia) plăci izolatoare de 1,6 mm grosime din cauciuc sintetic. Una dintre suprafeţele materialului este cu nervuri pentru a putea fi montată pe suprafeţe rugoase ; prinderea se realizează prin şuruburi.

Garnituri speciale din acelaşi material sînt folosite pentru izolarea şuruburilor de fixare a suprastructurii, realizînd în acelaşi timp şi etanşarea necesară a îmbinării.

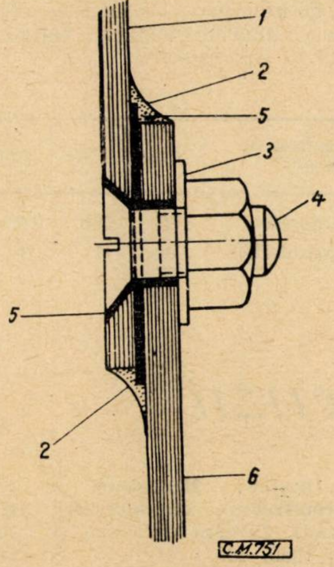


Fig. 1

În figura 1 se arată o îmbinare etanşată şi izolată prin procedeul considerat, reprezentîndu-se : suprastructura din aluminiu *1*, etanşările *2*, rondela *3*, şurubul *4*, garnitura specială din neopren *5* şi suprastructura din oţel *6*.

Se asigură astfel protecţia necesară împotriva apei de mare, corodării chimice, uleiurilor, ozonului ; în acelaşi timp, garnitura absoarbe dilatările termice şi vibraţiile.

Remorcher împingător. În : Hansa, nr. 5, 1966, p. 456—458.

Navigaţia fluvială prin împingere se dezvoltă rapid, reprezentînd o soluţie mult mai economică decît prin tractare.

Şantierul naval Hilgers AG, din Rheinbrohl a livrat împreună cu două şlepuri speciale pentru navigaţia prin împingere, remorcherul-împingător pentru navigaţia prin Rin între Rotterdam şi Ludwigshafen. Proiectul respectiv prezintă următoarele caracteristici principale : $L_{tot} = 24{,}00$ m ; $B = 9{,}43$ m ; $T = 1{,}25$ m ; putere instalată 2 × 770 CP. Dimensiunile standard ale şlepurilor împinse : $L = 70$ m, $B = 9{,}5$ m. Articolul cuprinde date de construcţie şi de dotare, fotografii, scheme şi desene de structuri. Se remarcă forma interesantă a carenei, studiată pentru simplificarea construcţiei, în special la provă şi în regiunea tunelelor pentru elice (desfăşurată nu necesită table cu dublă curbură) ; deşi nava este scurtă, s-a reuşit să se construiască tunele lungi şi elice de diametru mare. Sînt prevăzute două motoare Diesel MWM, tip Tb 12 Rs 18/22, de 1 000 CP şi 1 500 rot/min, utilizate la 770 CP şi 1100 rot/min, cu inversoare-reductoare, pe două linii de axe. Studiile carenei s-au efectuat la bazinul de carene pentru nave fluviale din Duisburg.

Tanc petrolier de 200 000 tdw. În : Hansa, nr. 6, 1966, p. 455.

În şantierul naval Ishikawashima — Harima Heavy Industries Co. din Yokohama a început construcţia unui tanc petrolier de 200 000 tdw (Idemitsu Maru), la 2 februarie 1966. Nava, lansată la apă în august şi livrată în noiembrie a.c., reprezintă cea mai mare navă construită pînă în prezent. Caracteristici principale : $L_{tot} = 342,0$ m ; $L_{pp} = 326,0$ m ; $B = 49,80$ m ; $H = 23,20$ m ; $T = 17,33$ m ; $Dw = 208\,280$ t ; $v = 16,75$ nd, cu un grup propulsor de 33 000 CP.

Se menţionează că un tanc petrolier de 250 000 tdw se află în stare de proiect şi se studiază construcţia de tancuri petroliere de peste 300 000 tdw.

Propagarea incendiului şi eliminarea căldurii dezvoltate. P.G. Lamino. În : L'Ingegnere, martie 1966.

La apariţia incendiului, în principiu, cantitatea de căldură este limitată, iar propagarea are loc prin arderea materialului inflamabil cu o viteză în funcţie de natura combustibilului şi de curenţii de aer existenţi.

În cazul încăperilor mari, căldura se propagă orizontal, pe tavan, acumulîndu-se încet, în timp ce în spaţii reduse şi închise apare o acumulare rapidă de căldură cu o circulaţie internă din aer supraîncălzit.

Datorită gazelor produse, presiunea poate creşte cu pînă la 300 kgf/m^2 faţă de presiunea exterioară dacă nu există deschideri de evacuare, dar numai pînă la 30 kgf/m^2 în cazul existenţei acestora. Evident, cînd presiunea interioară atinge valori mari, stabilitatea pereţilor încăperii este compromisă, iar gazele produse prin descompunere sau ardere pătrund în spaţiile învecinate.

Apare, în consecinţă, necesitatea unor deschideri pe înălţimea camerei, acţionate automat în caz de incendiu, care să permită evacuarea aerului cald, a gazelor, a fumului etc.

Cantitatea totală de căldură dezvoltată în cazul unui incendiu este funcţie de cantitatea specifică de căldură ce poate apărea pe unitatea de suprafaţă, rezultînd experimental suprafaţa necesară a deschiderilor de siguranţă (tabela 1).

În acelaşi timp sînt necesare şi paravane necombustibile care să împiedice transmiterea căldurii acumulate sub tavan către partea superioară, dirijînd scurgerea gazelor către deschiderile speciale.

În ce priveşte comanda automată a deschiderilor, trebuie menţionat că ruperea prin efect termic a sticlei de grosime redusă are loc la circa 165°C, temperatura respectivă fiind mult mai ridicată în cazul sticlei groase ; geamurile armate nu cad nici la temperaturi înalte. Rezultă deci că suprafaţa ferestrelor ce poate fi luată în considerare ca deschidere de siguranţă este insuficientă fiind necesare deschideri de descărcare închise în mod obişnuit şi care se deschid automat la 70—80°C.

Tabela 1

Cantitatea specifică de căldură, kcal/m^2	1.10^5	2.10^5	3.10^5	4.10^5	5.10^5	6.10^5	7.10^5	8.10^5	9.10^5	1.10^6	2.10^6	4.10^6	9.10^6	8.10^6
Suprafaţa pardoselii	170	160	140	120	115	90	80	60	50	30	25	20	15	10
Suprafaţa deschiderilor	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Recenzii

TRAIAN V. DEMIAN. **Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1965, 440 p.

Lucrarea reprezintă un curs universitar de profil general, cu caracter mecanic, predat studenţilor de la facultatea de electronică şi telecomunicaţii. În lucrare — alcătuită din două părţi îmbinate armonios şi original — se studiază principalele mecanisme şi părţile acestora formate din elemente teoretic nedeformabile, deci subansamblele constructive ale sistemelor mecanice din aparate şi dispozitive.

În partea întîi se tratează noţiunile generale fundamentale referitoare la structura, cinematica şi dinamica mecanismelor, după care, în mod sistematizat, se studiază mecanismele de cuplare cinematică inferioare, mecanismele cu came şi mecanismele cu mişcare intermitentă.

Prin exemple sugestive de mecanisme (trigonometrice, de derivare şi integrare, de ghidare rectiliniară etc.) sînt clarificate problemele cele mai dificile de structura şi clasificarea mecanismelor. Cinematica mecanismelor plane, dinamica mecanismelor, mecanismele cu came şi mecanismele cu mişcare intermitentă sînt tratate la un nivel ştiinţific ridicat, folosind metode de circulaţie universală, inclusiv cele româneşti.

Ţinînd seamă de faptul că elementele de mecanică fină care intră în compunerea diferitelor mecanisme şi aparate de măsură şi de calcul necesită cunoaşterea erorilor cu care se execută operaţiile pe care le au de îndeplinit, noţiunile de precizia mecanismelor dezvoltate în lucrare pentru mecanismul patrulater au importanţă deosebită pentru practică, dînd posibilitatea să se stabilească, în prealabil, erorile date de acest mecanism cu posibilitatea de extindere a calculului şi la alte mecanisme pentru cercetarea şi determinarea influenţei erorilor.

Este de remarcat faptul că autorul reuşeşte, printr-o expunere clară, să dezvolte această parte pentru înţelegerea studiului elementelor constructive de mecanică fină, aşa cum şi-a propus.

În partea a doua a lucrării se tratează : condiţiile de bază şi clasificarea elementelor constructive, elementele de asamblare şi asamblările, elementele pentru acumularea energiei şi elementele de legătură (cuplajele), elementele pentru transmiterea directă a mişcării de rotaţie şi elementele pentru transmiterea indirectă a mişcării.

Această clasificare originală permite realizarea unei unităţi între partea de teorie a mecanismelor şi cea referitoare la elementele constructive de mecanică fină, prin dezvoltarea aspectelor caracteristice. În acest scop, mecanismele cu roţi de fricţiune şi roţi dinţate sînt tratate tot în această parte a lucrării.

Dezvoltarea problemelor organelor de maşini ca elemente constructive de mecanică fină integrate în studiul general al teoriei mecanismelor apare ca un element original în literatura noastră de specialitate.

Lucrarea în ansamblu se caracterizează printr-un calcul riguros, ţinînd seamă permanent de caracterul funcţional şi constructiv al elementelor tratate ; definiţiile, clasificările şi bazele teoretice sînt clar şi precis formulate în strînsă legătură cu proiectarea şi exploatarea aparatelor şi instrumentelor de mecanică fină, a aparatelor electrice şi radioelectrice, a aparatelor de măsură şi control.

Pentru punerea în evidenţă a celor mai importante probleme sînt folosite scheme, grafice şi figuri clare. Evitînd o creştere peste limită a volumului lucrării, s-a recurs numai în cazurile strict necesare la date numerice şi experimentale.

Întocmită la un nivel ştiinţific cu totul corespunzător, folosind realizările cele mai noi din ţară şi străinătate, aprofundînd o tendinţă nouă de dezvoltare armonioasă a studiului mecanismelor şi elementelor constructive de mecanică fină, lucrarea, prin conţinut şi modul de întocmire, aduce o contribuţie valoroasă literaturii noastre tehnice.

Ioan Boboş şi Maria Maxim. **Tuburi şi arbori flexibili.** Bucureşti, Editura tehnică, 1966, 352 pag.

În cele două părţi componente, lucrarea tratează construcţia, calculul, fabricaţia, controlul şi exploatarea tuburilor şi, respectiv, arborilor flexibili.

După capitolul introductiv se prezintă noţiunile fundamentale privind tuburile metalice flexibile, executate din benzi sau profile (capitolul 2). În acest sens se enumeră domeniile de utilizare şi se examinează dimensiunile principale şi caracteristicile tehnice ale tuburilor de diferite tipuri cu profilul spirelor în formă de patrulater SP şi SPE, cu renurile spirelor în formă de semiagrafe SSA, cu spirele din patru renuri avînd interiorul neted S_4RN, din ţesături de sîrmă TS-P etc.

În conformitate cu clasificarea urmărită anterior, capitolul 3 se ocupă de calculul, proiectarea şi construcţia tuburilor metalice flexibile. Dintre problemele abordate menţionăm determinarea flexibilităţii, numărului de spire, sarcinii axiale şi abaterilor constructive ale tuburilor cilindrice de protecţie; calculul tuburilor flexibile etanşe cu patru şi cinci renuri, calculul tuburilor cilindrice cu pereţi dubli, materiale şi racorduri utilizate în construcţia tuburilor flexibile.

Capitolul 4 se referă la tehnologia de fabricaţie a tuburilor metalice flexibile. În primul rînd sînt descrise dispozitivele necesare pentru tuburi executate prin profilarea benzilor metalice, avînd la bază tragerea, profilarea şi înfăşurarea şi diferenţiate prin elementele ce servesc la ultima operaţie (cap înfăşurător sau ax de lungimea tubului). Se trece apoi la maşinile respective, inclusiv cele utilizate pentru tuburile din benzi late şi la tehnologia altor tuburi metalice, în final fiind considerate asamblarea racordurilor şi condiţiile generale de execuţie.

Pentru verificarea şi controlul calităţii şi caracteristicilor (capitolul 5) se propun, în afară de probele de flexibilitate şi presiune, diferite încercări de rezistenţă cum sînt cele la temperaturi înalte, întindere şi îndoire.

În încheierea primei părţi se analizează criteriile de alegere şi regulile de montare şi exploatare a tuburilor flexibile (capitolul 6).

Capitolul 7 este destinat principalelor tipuri de arbori flexibili şi domeniilor lor de utilizare. Ca elemente speciale sînt examinate tuburile de protecţie, piesele terminale şi armăturile acestor arbori.

Problemele generale şi de proiectare ale transmisiilor cu arbori flexibili de sîrmă sînt dezvoltate în capitolele 8 (tipuri constructive) şi 9 (construcţie şi calcul). Cităm din cuprins transmisiile întrebuinţate la acţionarea aparatelor de la autovehicule şi transmisiile de forţă, respectiv stabilirea arborelui flexibil pentru o anumită transmisie, a elementelor sale auxiliare (tuburi de protecţie, armături) şi calculul transmisiilor intermediare.

În legătură cu fabricaţia transmisiilor flexibile, capitolul 10 prezintă operaţiile caracteristice execuţiei arborilor flexibili, ca elemente ce nu se produc prin procedee clasice, cu utilaje cunoscute. Se descriu astfel maşina de înfăşurare a straturilor de sîrmă, metodica de tratament termic etc.

După ce în capitolul 11 se tratează verificarea arborilor flexibili (aspect, dimensiuni, rezistenţa fixării pieselor terminale şi a armăturilor), în capitolul 12 se dau indicaţii asupra exploatării şi reparării transmisiilor flexibile, fiind precizate şi condiţiile de transportare, depozitare şi livrare.

Lucrarea înglobează un interesant material referitor la tuburile şi arborii flexibili, fiind prima de acest fel în literatura tehnică originală. Utilitatea practică a lucrării pentru inginerii şi tehnicienii ce se preocupă de aceste organe componente ale diferitelor maşini şi agregate este sporită prin numeroasele exemple de calcul şi de folosire a caracteristicilor tehnice prezentate.

V. A. Brasicev. **Elemente hidraulice şi pneumatice pentru automatizarea maşinilor-unelte** (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1966, 280 pag.

Este binecunoscut că datorită avantajelor pe care le prezintă, sistemele hidraulice (reglarea fără trepte a vitezei de mişcare, posibilitatea transmiterii de eforturi mari, inversarea lină, folosirea de subansambluri standardizate, simplitatea automatizării etc.) constituie unul dintre cele mai perfecţionate mijloace de mecanizare şi automatizare a diferitelor dispozitive ale maşinilor pentru prelucrat metalele.

Aceste sisteme hidraulice reprezintă un ansamblu de dispozitive (conducte, cilindri hidraulici, aparatură de comandă şi dispozitive auxiliare).

În cele 15 capitole ale cărţii sînt prezentate pe scurt:

— funcţionarea elementelor hidraulice şi pneumatice pentru automatizarea maşinilor-unelte;

— analiza diferitelor sisteme folosite;

— aprecierea principalilor parametri de calcul al diferitelor sisteme.

De asemenea, se prezintă metoda proiectării dispozitivelor bazată pe descompunerea ciclului automat în fazele ciclului; se prezintă şi se examinează construcţiile dispozitivelor moderne de automatizare a maşinilor-unelte construite de diferite uzine, scoţînd în relief atît schemele de principiu, cît şi particularităţile constructive ale diferitelor dispozitive.

Din enumerarea capitolelor cărţii se pot vedea mai în detaliu problemele tratate şi importanţa lucrării.

Cap. I. Noţiuni generale despre dispozitivul de acţionare hidraulică (tipuri de sisteme, formule de calcul, date iniţiale de calcul).

Cap. II. Analiza funcţionării sistemelor hidraulice (întocmirea schemelor principale etc.).

Cap. III. Noţiuni generale despre acţionarea pneumatică (particularităţi, formule de calcul).

Cap. IV. Dispozitive hidraulice şi pneumatice de calcul.

Cap. V. Dispozitive hidraulice de strîngere şi de avans.

Cap. VI. Dispozitive pneumohidraulice de strîngere (principii de calcul, transformatoare de presiune cu piston).

Cap. VII. Dispozitive hidraulice şi pneumohidraulice pentru capetele de forţă (tipuri de scheme, panouri hidraulice cu supapă, masele şi capetele de forţă hidropneumatice etc.).

Cap. VIII. Dispozitive de rotire, de împingere, de blocare, de frînare şi de transportare.

Cap. IX. Dispozitive de încărcare şi autooperatori (tip buncăr, tip rotativ etc.).

Cap. X. Dispozitive automate de reglare şi dispozitive de control ale maşinilor-unelte.

Cap. XI. Metodica de proiectare şi de calcul al dispozitivelor hidraulice (întocmirea schemelor principale, determinarea randamentului cinematic al sistemelor hidraulice, alegerea cilindrului hidraulic, determinarea efortului de tracţiune a pistonului etc.).

Cap. XII. Calculul elementelor dispozitivelor de acţionare hidromecanice (parametri principali de calcul, exemple tipice de calcul).

Cap. XIII. Dispozitive de amortizare cu sisteme hidraulice de urmărire.

Cap. XIV. Dispozitive hidraulice şi pneumatice de comandă a maşinilor-unelte (comanda cutiilor de viteze şi a mecanismelor de avans, dispozitive de comandă cu motoare hidraulice nereglabile etc.).

Cap. XV. Dispozitive cu comandă după program a maşinilor-unelte cu sisteme hidraulice şi pneumatice şi cu aparate de comandă (sisteme de comandă cu aparat hidraulic, cu reglare volumică etc.).

Aşa cum rezultă din conţinutul lucrării, cartea se adresează inginerilor şi tehnicienilor care se ocupă cu proiectarea şi exploatarea elementelor hidraulice şi pneumatice. De asemenea, cartea poate fi folosită de studenţii institutelor tehnice de învăţămînt superior la cursurile de specialitate şi proiecte.

În scopul unei mai bune utilizări a cărţii, care a fost elaborată de autor prin folosirea experienţei de proiectare şi execuţie a industriei sovietice, Editura tehnică a indicat într-o anexă bibliografii, standarde, norme şi echipamente româneşti, care corespund textului original.

Aurelian Stan

V. S. Gorohov. **Aparatele instalaţiilor pentru separarea aerului.** Moscova, Maşinostroienie, 1965.

Instalaţiile pentru separarea aerului prin metoda frigului adînc, în scopul obţinerii oxigenului, azotului şi a unor gaze ca argonul, criptonul şi xenonul, cunosc o răspîndire tot mai largă în economia ţării noastre. O serie de ramuri ale industriei şi, în primul rînd, metalurgia, chimia şi construcţia de maşini utilizează produsele de separare a aerului pentru intensificarea a numeroase procese tehnologice.

Una dintre problemele actuale ale construcţiei maşinilor şi aparatelor necesare industriei oxigenului constă în perfecţionarea acestora în scopul reducerii preţului de cost al instalaţiilor şi al produselor de separare a aerului.

În lucrarea lui V.S. Gorohov sînt studiate condiţiile de funcţionare a aparatelor care echipează instalaţiile de separare a aerului, fiind generalizată experienţa acumulată în ceea ce priveşte construcţia şi calculul lor.

Materialul prezentat în lucrare este dezvoltat în opt capitole care cuprind 235 pagini, 66 tabele şi 99 figuri, fiind destinat inginerilor şi tehnicienilor care lucrează în domeniul tehnicii temperaturii joase. Lucrarea este utilă şi studenţilor din institutele tehnice de învăţămînt superior, care se specializează în instalaţii frigorifice şi utilaj chimic.

După ce în primul capitol sînt analizate condiţiile de funcţionare şi tipurile aparatelor care compun instalaţiile de separare a aerului, în cel de-al doilea capitol autorul prezintă materialele utilizate în construcţia acestor aparate, acordîndu-se o atenţie deosebită materialelor nemetalice.

Capitolul al treilea are ca obiect calculul de rezistenţă al elementelor care compun aparatele instalaţiilor de separare a aerului.

Un loc aparte îl ocupă capitolul al patrulea, care are ca obiect aparatele de schimb de căldură. În acest capitol autorul prezintă construcţia condensatoarelor cu suprafeţe de schimb de căldură cuprinse între 4 şi 760 m^2, în care vaporizarea oxigenului are loc în interiorul ţevilor sau în spaţiul intertubular. De asemenea, sînt analizate diferitele tipuri de generatoare şi aparate pentru răcirea prealabilă a aerului.

Aparatele de rectificare constituie obiectul celui de-al cincilea capitol al lucrării. În acest capitol sînt prezentate talerele de rectificare şi coloanele de rectificare care lucrează la presiuni pînă la 6 at şi, respectiv, 0,7 at.

Capitolul al şaselea se ocupă de aparatele pentru reţinerea impurităţilor, cum ar fi separatoarele de lichid, filtrele de bioxid de carbon, blocurile de uscare a aerului, filtrele aerului de detentor etc.

În cel de-al şaptelea capitol, autorul prezintă succint problemele legate de montajul blocurilor de separare a aerului, iar în ultimul capitol se analizează particularităţile de execuţie a utilajului pentru ţările cu climat tropical.

Bibliografia utilizată de autor cuprinde 38 de titluri de lucrări.

Scrisă clar şi succint, lucrarea lui V.S. Gorohov constituie un îndreptar în problemele de calcul, construcţie, montaj şi exploatare a aparatelor care echipează instalaţiile de separare a aerului.

Vsevolod Radcenco

Cronică

Sesiune tehnico-ştiinţifică

Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini în colaborare cu Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor a organizat la uzina „1 Mai" din Ploieşti, în zilele de 22—23 aprilie 1966, o sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema : Îmbunătăţirea calităţii şi dezvoltarea gamei de utilaj petrolier pentru forajul la mari adîncimi.

La lucrările sesiunii au participat circa 125 de cadre tehnice din Ministerele Industriei Construcţiilor de Maşini şi Petrolului, uzine constructoare de utilaj petrolier, trusturi de foraj, institute de proiectări şi cercetări şi învăţămînt tehnic superior.

Timp de două zile participanţii la lucrările sesiunii au dezbătut cele 14 referate şi comunicări prezentate de cadre tehnice şi specialişti din uzine şi institute, din care menţionăm :

— Perfecţionări şi îmbunătăţiri la instalaţiile de foraj pentru mari adîncimi, de ing. V. Săvulescu — uzina „1 Mai" Ploieşti.

— Curbele caracteristice de funcţionare ale pompelor de noroi acţionate prin convertizoare hidraulice la instalaţiile de foraj de mare adîncime, de ing. N. Peligrad — Institutul de proiectări şi cercetări utilaj petrolier.

— Agregate şi scule pentru forajul de mare adîncime, de ing. P. Raţă— uzina „1 Mai" Ploieşti.

— Aspecte tehnico-economice legate de tipul turlei şi lungimea paşilor de prăjini ce pot fi manevrate de aceasta la instalaţiile de foraj de mare adîncime, de ing. V. Cristea — Institutul de proiectări şi cercetări utilaj petrolier.

— Studiul creşterii preciziei lanţurilor de transmisie de la instalaţiile de foraj de mare adîncime, de prof. ing. D. Raşeev, lector ing. N. Antonescu şi asistent ing. I. Tudor — Institutul petrol, gaze, geologie.

— Cercetări în vederea asimilării unor mărci superioare de oţeluri pentru fabricarea materialului tubular folosit la forajul adînc, de dr. ing. I. Tripşa, ing. O. Cristea şi ing. C. Ionescu — Institutul de cercetări metalurgice.

— Comportarea în exploatare a utilajului de foraj de mare adîncime fabricat în ţară, de ing. Moraru — Trustul de foraj Moineşti.

— Realizări şi perspective în fabricarea convertizoarelor hidraulice pentru instalaţiile de foraj de mare adîncime, de ing. Gh. Găină — uzina „Hidromecanica" Braşov.

— Prevenitoare de erupţie cu acţionare hidraulică pentru sonde de mare adîncime, de ing. T. Toivi — uzina „1 Mai" Ploieşti.

— Studii, cercetări şi realizări privind asimilarea de garnituri şi articole tehnice de cauciuc pentru instalaţiile de foraj de mare adîncime.

— Studiul calităţii materialelor şi al tratamentelor termice folosite la fabricaţia instalaţiilor de foraj de mare adîncime, de prof. ing. S. Raşeev, lector ing. M. Marcu, lector ing. N. Antonescu şi asistent ing. I. Tudor — Institutul petrol, gaze, geologie.

— Îmbunătăţirea calităţii lanţurilor cu role de la instalaţiile de foraj, de ing. Hăpreanu — uzina „Independenţa" Sibiu.

Sesiunea s-a dovedit necesară pentru dezbaterea unor probleme legate de construcţia şi asimilarea unor instalaţii de foraj în componenţa cărora sînt folosite o serie de agregate şi utilaje pentru presiuni înalte şi puteri mari, impuse de noile condiţii create de forajul la mari adîncimi.

Referatele şi comunicările au prezentat stadiul mondial al fabricării acestor utilaje, precum şi realizări din ţara noastră din ultimii ani de instalaţii de foraj : 3DH-200 pentru forajul la 4 000 — 5 000 m şi 4 DH-315 pentru forajul la 7 000 m, situîndu-ne din acest punct de vedere printre primele ţări din lume producătoare de utilaj petrolier destinat forajului la mari adîncimi. Introducerea în fabricaţia de serie a acestor instalaţii de foraj reprezintă unul din importantele succese ale industriei constructoare de maşini din ţara noastră, fapt subliniat şi prin aceea că problema realizării acestor instalaţii a făcut parte din sarcinile nominalizate în documentele de stat şi de partid din ultimii ani.

Prin participarea la lucrările sesiunii a unor oameni de ştiinţă, cercetători şi specialişti din institute, producţie şi din exploatare, s-au creat premisele unor dezbateri complete ale problemelor ridicate, fapt ce s-a reflectat şi prin stabilirea unor concluzii şi măsuri ce se impun pentru îmbunătăţirea soluţiilor constructive şi realizarea de noi soluţii, condiţie esenţială pentru menţinerea instalaţiilor noastre de foraj la nivelul tehnicii mondiale.

Pe baza referatelor şi comunicărilor prezentate, precum şi din întrebările şi discuţiile participanţilor, s-au desprins o seamă de probleme importante, din care redăm :

— Adaptarea pompelor AG-100 recent asimilate de „Uzina de pompe" Bucureşti la o instalaţie de hidrocicloane în exploatare, şi experimentarea ei la o sondă de foraj.

— Însuşirea în fabricaţie a unor robinete cu cap cilindric după proiectele realizate de uzina „1 Mai" de 2,3 şi 4 in pentru presiuni de 210 şi 350 kgf/cm².

— Definitivarea execuţiei dispozitivului de avans automat tip uşor şi adaptarea şi experimentarea la o instalaţie de foraj 2 DH-75 A.

— Continuarea şi extinderea colaborării privind tehnologia de execuţie şi încercările lanţurilor cu role dintre uzina „Independenţa" Sibiu şi Institutul de petrol, gaze şi geologie.

— Continuarea acţiunii de modernizare a capetelor hidraulice prin execuţia etanşării la ţevile de spălare cu scoatere laterală şi încadrare în noul stand revizuit la capul hidraulic CH-200.

— Continuarea acţiunii de colaborare cu I.C.P.C. pentru obţinerea unor reţete de cauciuc corespunzătoare. Trecerea în fabricaţia de serie a noilor amestecuri şi garnituri pentru pompe şi pistoane cu garnituri amovibile.

— Experimentarea în continuare a unor variante de cuplaje de mers liber pentru trolii TF 25 şi TF 35.

— Supraalimentarea pompelor de noroi şi verificarea etanşărilor la număr de curse duble/min mai mare ca 65.

— Adaptarea ambreiajului multidisc la grupul 11 AND-350 de la AC-400 în locul cuplajului CB-500 × 125.

— Reproiectarea şi experimentarea unui nou tip de pompă îmbunătăţit 3 PC-290, modernizat şi cu caracteristici tehnice superioare.

— Execuţia unui stand pentru încercări ale sistemelor de etanşare şi ale garniturilor de cauciuc.

În concluzie s-a desprins că, în conformitate cu Directivele celui de-al IX-lea Congres al P.C.R., activitatea de asimilare a noilor utilaje, instalaţii şi agregate pentru forajul de mare adîncime se află în plină desfăşurare şi ea continuă în paralel cu preocuparea pentru ridicarea nivelului calitativ al produselor.

Ing. *P. Filimon*

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 3/1966 : — Noutăţi în construcţia de automobile şi în tehnologia fabricaţiei ; *Grigorev, M.A.* şi *Ponomarev, N.N.* — Despre uzura cilindrilor motoarelor de automobil ; *Mikulin, B.* şi *Smirnov, M.C.* — Influenţa diluării cu motorină a uleiului îngroşat MT-14 p asupra uzurii motorului la pornire ; *Vasserman, G.M.* — Determinarea dimensiunilor orificiilor de captare a aerului pentru alimentarea motorului cu aer ; *Voronkin, A.A.* şi *Ţeslinski, A.C.* — Alegerea dimensiunilor de bază ale motorului cu piston rotativ ; *Gorîunov, K.N.* — Incercarea automobilului GAZ-53 cu motoare Diesel ; *Malîşev, G.A.* — Siguranţa de funcţionare şi problema reparaţiei automobilelor ; *Garelik, A.M.* şi *Zaţerovnîi, I.C.* — Unele particularităţi ale oscilaţiilor autobuzelor scurte LAZ ; *Mazalov, N.D.* — Despre alegerea parametrilor convertizoarelor unificate pentru formula de automobil Bel AZ ; *Osepciugov, V.V.* — Condiţiile de bază pentru concepţia constructivă a autobuzelor urbane de mare capacitate ; *Verner, K.A.* — Oţel crom-mangan-nichel cu azot pentru suprafeţe de evacuare a motoarelor cu ardere internă ; *Elşovici, A.N.* — Unele probleme referitoare la unificarea încărcăturii de fontă cenuşie în atelierele de turnătorie ; *Kotkis, M.A.* — Întărirea arcurilor de automobil prin metoda îmbătrînirii prin deformare ; *Kuzneţov, A.M.* — Alegerea regimurilor optime pentru rectificarea cu diamant ; *Potekuşin, N. V.* — Referitor la problema încercării metalelor la ambutisarea adîncă ; Informaţii — Tendinţe în dezvoltarea anvelopelor cu profil lat ; — Traductor cu inducţie pentru măsurarea deplasării distribuitorilor în mediu lichid ; — Dispozitiv pentru ancorat pe cărucior a încărcăturilor separate ; — Metode străine de termoreacţie a pistoanelor şi analiza transmiterii de căldură.

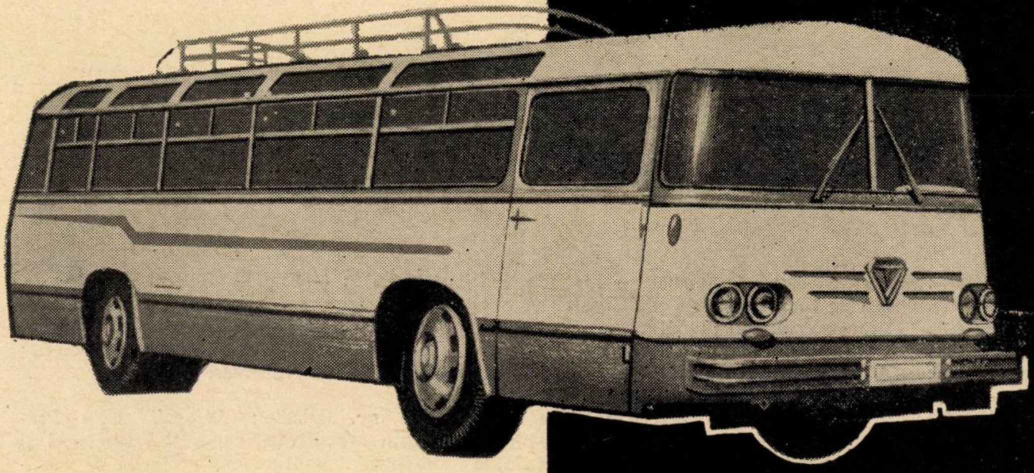
ATZ, nr. 11/1965 : *Härtel, H.* — 125 de ani de realizări tehnice ale firmei M.A.N. ; *Klanner, R.* — Suspensia roţii la autovehicule comerciale rutiere şi tot-teren ; *Diettrich, W.* — Combaterea zgomotului la motoarele Diesel ; *Juhàz, F.* — *Re*ducerea zgomotelor la un autocamion prin capsularea completă a motorului ; *Sitterding, H.* — Turisme europene 1966 ; Noutăţi în tehnica automobilului : — Pompe cu pistoane axiale pentru transmisii hidrostatice Bosch. **Nr. 12/1965** : *Gebauer, R.* — Vehicule comerciale europene în 1966 ; *Hopfinger, K.B.* — Dezvoltarea autoturismelor engleze în 1966 ; *Gőrge, W.* — Determinarea mişcării autocamioanelor cu şa în curbe ; *Obering, W.* — Autovehiculul gunoier — presat M.A.N., sistem Ochsner ; *Fiala, E.* — Problema gazelor de eşapament a autovehiculelor ; *Strauchman, R.* — Dezvoltarea în continuare a autobuzelor etajate. **Nr. 3/1966** : *Nollinger, Fr.* — O retrospectivă a evoluţiilor mai importante în ultimii 40 de ani la Daimler — Benz ; *Marquard, E.* — Progrese în calculul fenomenului de coliziune la autovehicule ; *Fiala, E.* şi *Richter, W.* — Aparate pentru cercetarea accidentelor de circulaţie ; *Endreş, W.* şi *Hagen, H.* — Comportarea în timpul şi după coliziunea a două autoturisme ; *Huber, L.* — Contribuţii la acţiunea împotriva efectului vîntului lateral ; Referate : — Probe statice şi dinamice în legătură cu încercarea centurilor de siguranţă ; — Informări în legătură cu securitatea împotriva accidentelor cotidiene şi măsuri de prevenire ; Noutăţi în tehnica automobilului : — BMV 200 şi 2000 T ; — Fiat — 1100 millecento ; — Antrenarea cu curele dinţate a axului cu came ; — Noi extinderi şi dezvoltări ale centrului de cercetări Ford — Köln ; Poligonul de încercări Hanomag.

VDI, nr. 2/1966 : *Klőppel, K.* — Problema stabilităţii suportului din oţel şi observaţii asupra unui accident de construcţie ; *Mannenőh, S.* — Inveliş metalic contra coroziunii pentru piese tipizate, în construcţii uşoare din oţel ; *Betz, A.* — Pene de conducere ; *Schmidt, K.* — Forma şi rezistenţa recipienţilor de presiune cu pereţi subţiri. **Nr. 3/1966** : *Kafka, E.* — Măsurări ale vibraţiilor în fabricaţia de serie a autovehiculelor ; — Uzina nucleară din Obrigheim ; *Homillius, K.* — Echilibrarea în tehnologie ; *Betz, A.* — Pene de conducere ; *Schmidt, K.* — Forma şi modul de tensionare a recipienţilor de presiune cu pereţi subţiri ; *Fachndrich, H.* — Noi tendinţe în contabilitatea întreprinderilor.

Kraftfahrzeugtechnik, nr. 2/1966 : *Sonntag* — Cercetări în legătură cu autovehiculul VEB din punct de vedere ştiinţific, tehnic şi constructiv ; *Kittel, G.* — Incercarea autovehiculelor ; *Merker, H.* — Arcuri în foi — din punct de vedere constructiv, prelucrare, întreţinere ; — Autovehiculul privit din punct de vedere tehnic : Primula văzut din faţă şi din spate ; — Aprecieri după încercarea după 12 000 km a lui Skoda 1000 MB ; — O retrospectivă tehnică asupra sportului internaţional motociclist 1965 ; *Ihlin* , *H.* — Funcţionarea şi întreţinerea autovehiculului ; Colţul practic : Referitor la construcţia Wartburg ; — Gresarea ; — Autovehicule speciale pentru transportul betonului.

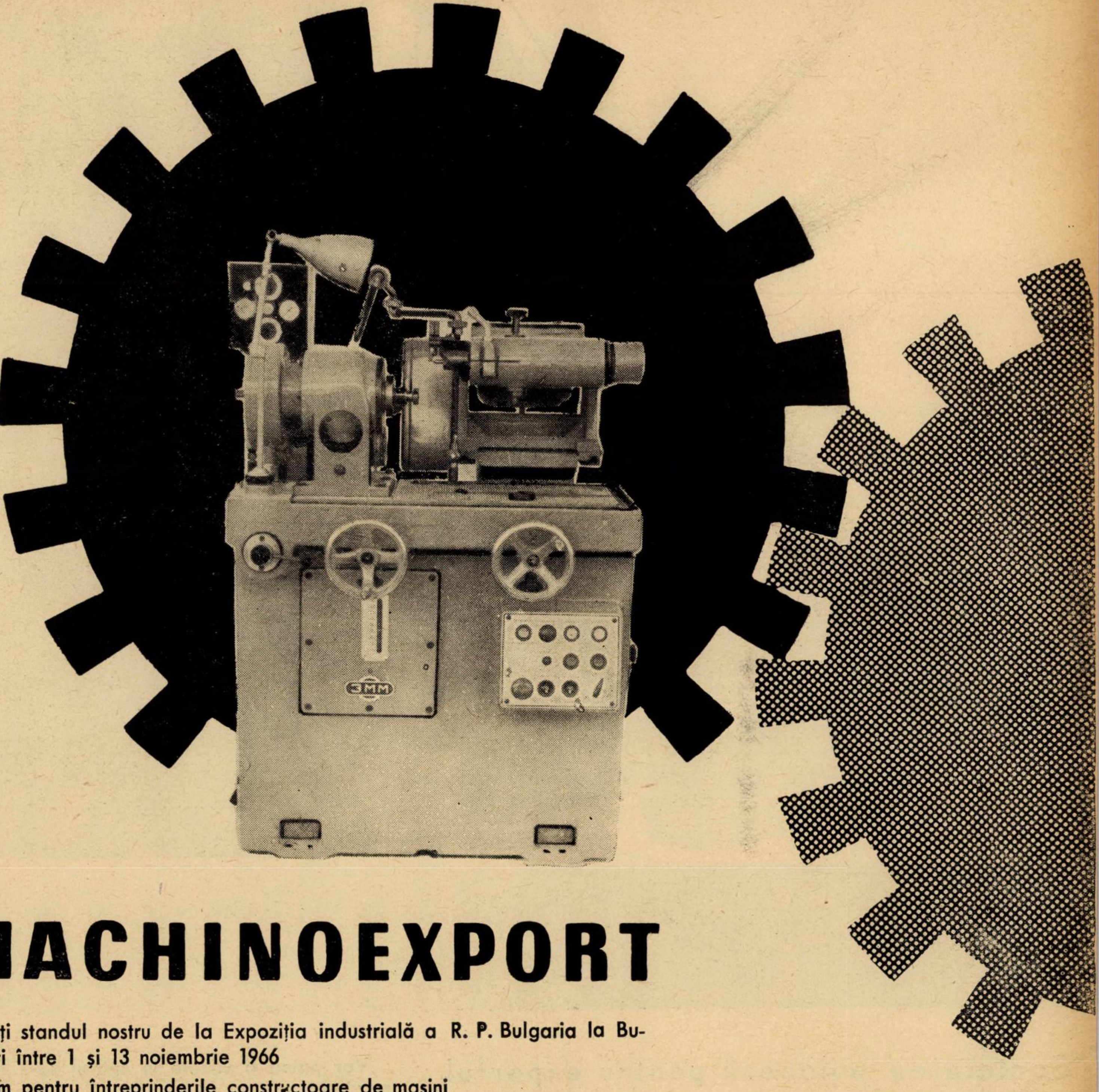
ORSZÁGOS ... KÖNYVTÁR ... DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

uzina
AUTOBUZUL
BUCUREȘTI
produce:



Autobuze rutiere	***TV 2 R – 140 CP***
Autobuze urbane	***TV 2 U – 140 CP***
Troleibuze	***TV 2 E – 75 kW***
Microbuze	***TV 4 M – 70 CP***
Autofurgonete	***TV 4 F – 70 CP***
Autosanitare	***TV 4 S – 70 CP***
Autocamionete	***TV 4 C – 70 CP***

UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 20



MACHINOEXPORT

Vizitaţi standul nostru de la Expoziţia industrială a R. P. Bulgaria la Bucureşti între 1 şi 13 noiembrie 1966

Oferim pentru întreprinderile constructoare de maşini

MAŞINA DE ŞEVERUIT ROŢI DINŢATE ZM—2

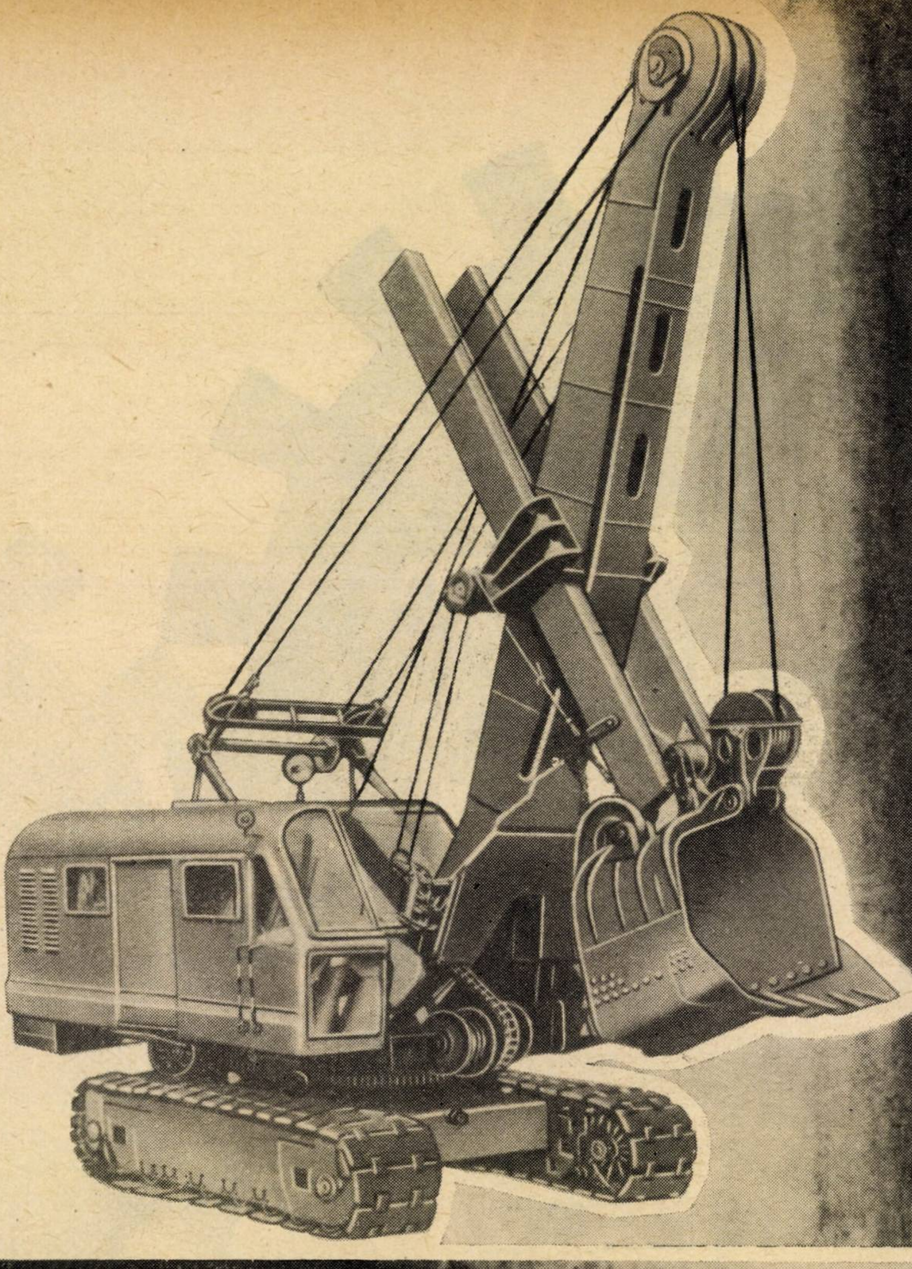
Maşina realizează finisarea dinţilor angrenajelor. Serveşte pentru prelucrarea angrenajelor de diferite diametre, grosimi sau forme şi se evidenţiază prin evidente calităţi tehnice şi de exploatare

Diametrul roţilor dinţate prelucrate, 40 — 400 mm ▲ Grosimea roţilor prelucrate, pînă la 100 mm ▲ Modulul dinţilor roţilor prelucrate, pînă la 10 mm ▲ Turaţia discului, 4000 rot/min ▲ Greutatea maşinii, 700 kgf

Exportator: MACHINOEXPORT

str. Aksakov nr. 5 ● Sofia — R. P. Bulgaria ● Telefon 8.53.21; telex. 011—425
Telegrame: Machinoexport — Sofia

BULGARIA



POLIMEX

Societatea poloneză pentru exportul
şi importul maşinilor
POLIMEX

Varşovia, 7/9, str. Czackiego, Căsuța poștală 814, 815
POLONIA

Vă invită să vizitați Expoziția din București, deschisă între 9 şi 22 septembrie a.c., unde vor fi expuse, printre altele, maşini pentru construcții, care au cucerit încrederea multor specialiști și clienți din străinătate. Expoziția de maşini pentru construcții prezintă o gamă largă a posibilităților de export ale societății Polimex.

Rețineți!
Expoziția POLIMEX la București
Piața Scînteii

Vor putea fi văzute în cadrul expoziției:

- Macara auto
- Lopată mecanică universală
- Săpător de şanțuri cu cupe
- Sonetă pentru piloți formați în sol
- Berbec vibrator
- Grup uşor pentru tencuit
- Mai vibrator
- Încărcător hidraulic
- Dumper agitator pentru beton
- Maşini de sclivisit
- Maşini de tăiat, filetat şi curbat țevi
- Laborator pentru încercarea betonului

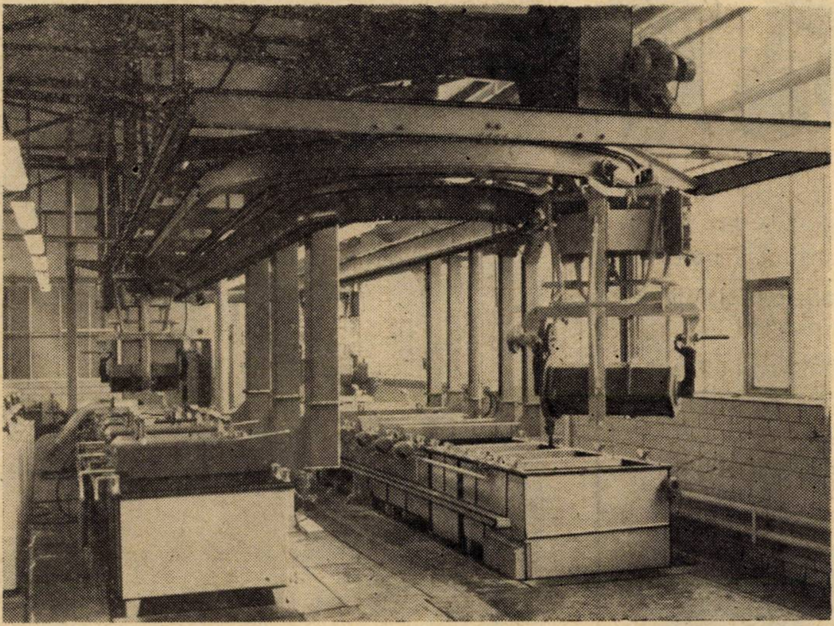
Toate maşinile vor fi prezentate în funcțiune şi specialiştii noştri vor da celor interesați toate informațiile de detaliu asupra funcționării lor ca și asupra condițiilor de livrare.

GALVANOTEHNICA BLASBERG un factor important al exploatării raţionale

Livrează: Automate, instalaţii şi aparate pentru întregul proces chimic şi electrolitic al galvanotehnicii.

Instalaţii de mare productivitate şi produse pentru prelucrarea chimică şi electrolitică superficială a metalelor şi materialelor plastice

Informaţii asupra procedeelor şi instalaţiilor moderne prin documentare gratuită.



BLASBERG

este în frunte în ce priveşte cercetarea şi realizările practice din acest domeniu.

În fotografie este arătată o instalaţie automată cu comandă după program pentru tratarea pieselor în tambure.

Friedr. Blasberg. Solingen
GmbH. & Co. KG
Spezialfabrik
für Galvanotechnik
565 Solingen-Merscheid
Tel. (02122) 78061
FS 08514835

Blasberg

REPUBLICA
FEDERALĂ
GERMANĂ

ÎNTREPRINDEREA COMERCIALĂ DE STAT

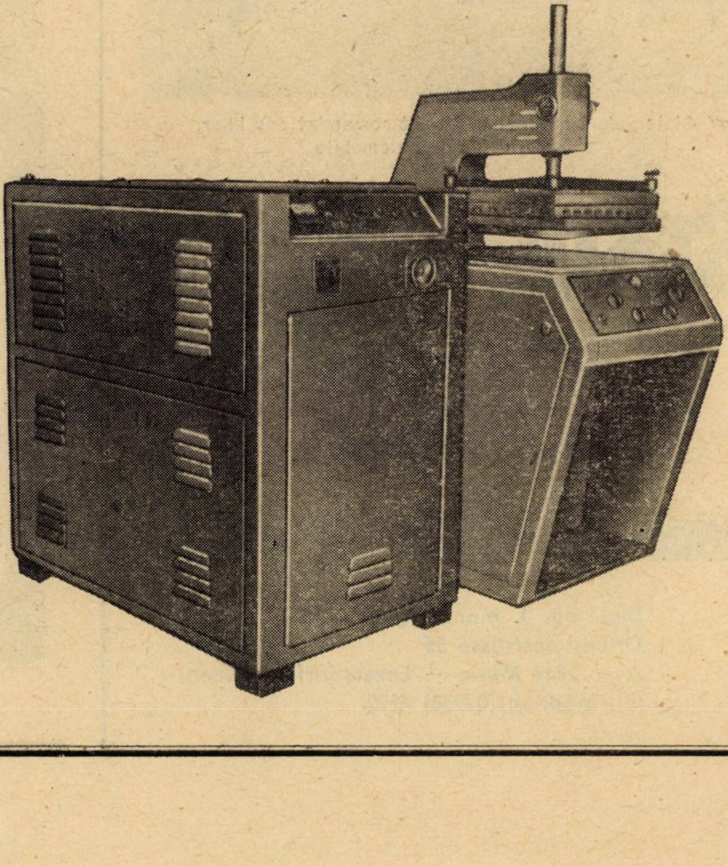
„ELECTROIMPEX"

Sofia, 17, str. Washington
Telefon: 8-18-49
Telex: 575

Exportă:

generatoare pentru încălzire prin inducţie sau capacitate

generatoare de ultrasunete de înaltă calitate



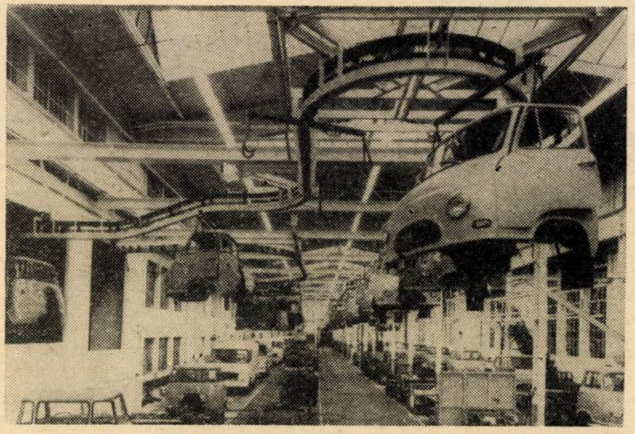
Transportul
manual
nu este raţional!

Livrăm: Transportoare pentru materiale în vrac şi piese, instalaţii de serie sau construcţii speciale

Oferim: construcţii închise cu mari posibilităţi de adaptare cerinţelor fiecărei exploatări

Garantăm: construcţii bazate pe cele mai moderne concepţii şi pe un schimb de experienţă la scară mondială

Sfătuim: mijloace de transport tehnice pentru orice exploatare



Sistem de transport în circuit comandat sau liber, într-o uzină de automobile

STÖHR — Förderanladen
OFENBACH M.

Produse de serie, tip înregistrat — SUA

Vă rugăm a cere informaţii, indicaţii şi oferte prin

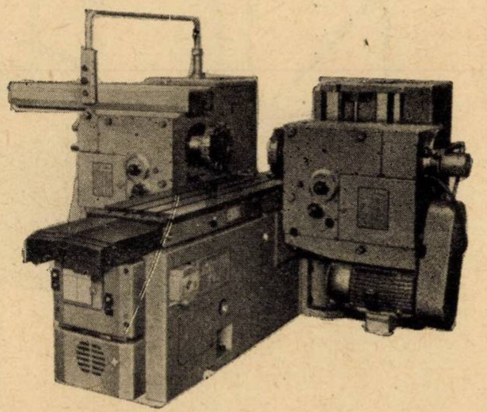
MAŞINIMPORT

STÖHR — Birou de informaţii pentru Europa de sud-est

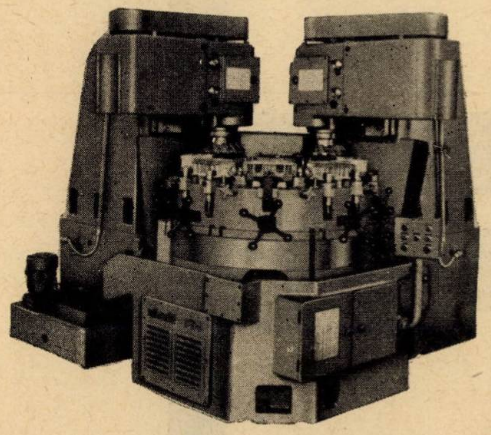
Dipl. Ing. J. Monsberger
Ottensteinstrasse 55
A — 2344 Maria — Enzersdorf — Viena
tel. Mödling (02236) 4292

Abonați-vă
la
revistele:
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

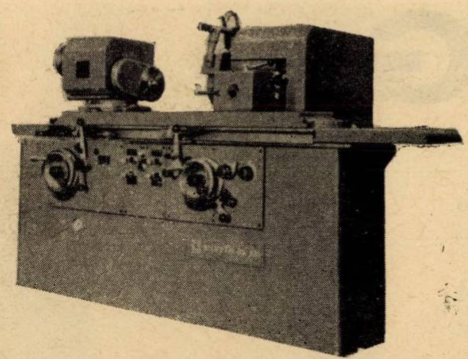
O



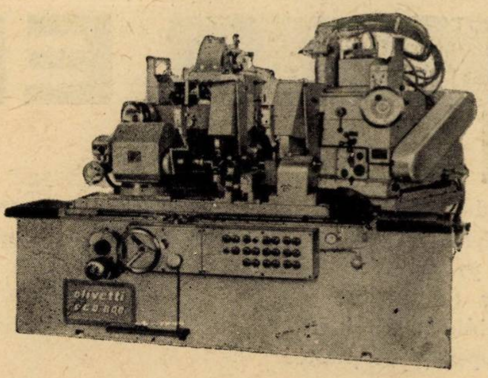
Maşină de frezat plană pentru piese mijlocii FP4/UP18



Maşină de frezat cu masă rotativă FG4/2



Maşină universală de rectificat automată R5—625



Maşină de rectificat pentru serie mare RCO 800

Program de fabricaţie

Maşini de găurit de precizie cu comandă numerică cu sau fără schimbarea automată a sculelor ■ Maşină de precizie pentru rectificat exterior, de tip universal sau de mare productivitate ■ Maşini hidraulice de rectificat pentru serie mare ■ Maşini de frezat plane ■ Maşini de frezat automate cu comanda prin came a mesei ■ Maşini automate de alezat cu comanda prin came a mesei ■ Maşini de găurit de precizie cu coloană sau de banc ■ Unităţi de lucru pentru operaţii de găurire, alezare, ascuţire şi formare ■ Maşini speciale

olivetti

Ing. C. Olivetti & C., S. p. A. Maşini unelte – San Bernardo d'Ivrea (Italia) – Telex 21030 ZCZC 19

1001 EFG

Un larg domeniu de utilizare, posibilități universale și o mare forță de ridicare prezintă stivuitoarele noastre cu furcă, prevăzute cu motor electric sau Diesel.

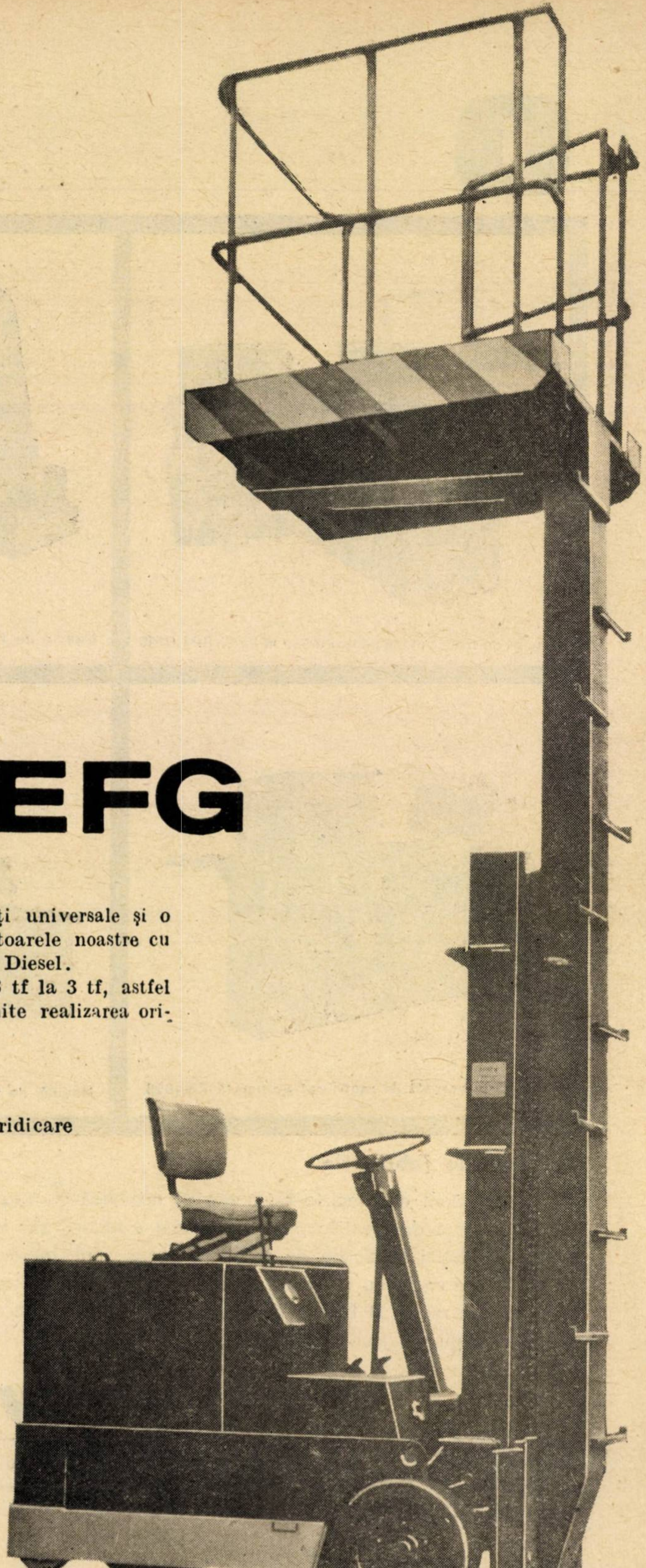
Capacitatea de ridicare variază de la 0,6 tf la 3 tf, astfel încît ridicătorul cu furcă normal permite realizarea oricărei operații obișnuite.

Electrostivuitorul cu furcă EFG 1001:

— vehicul pe trei roți cu instalație de ridicare hidraulică
— baterie electrică pentru deplasare
— bandaje pline din cauciuc
— forță de tracțiune 1 000 kgf
— înălțimea de ridicare 3 200 mm.

Deutscher Innen — und Aussenhandel
MASCHINEN • EXPORT
108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană

Informații: Reprezentanța Comercială
pe lîngă
Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14, București,
telefon: 11.39.97



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

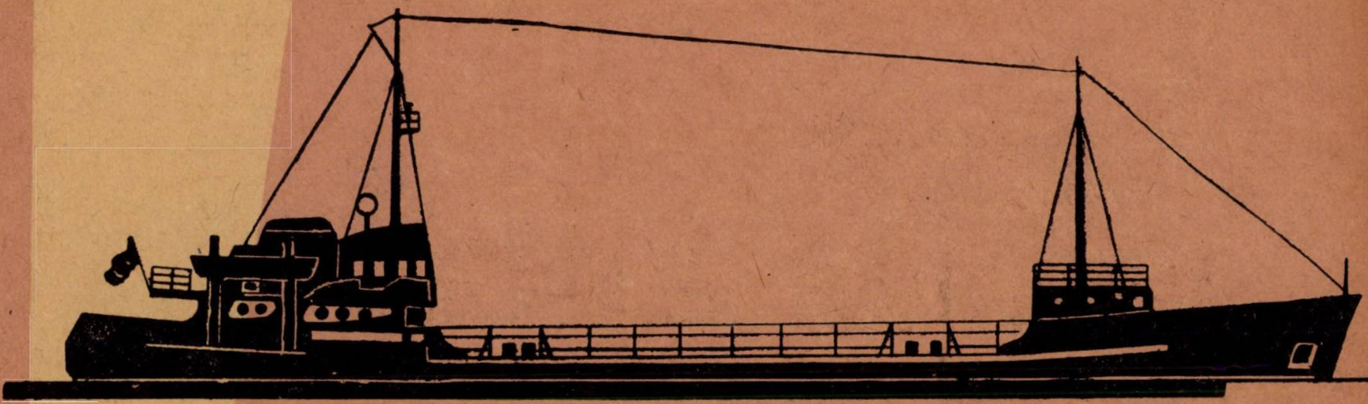
MIEM

UZINA MECANICA
TURNU SEVERIN

NAVAG

CONSTRUIEŞTE ŞI LIVREAZA ÎN

ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE:



șaland 500 m^3

Şalande maritime autopropulsate, destinate transportării materialului dragat în canalele maritime şi porturi

Lungimea maximă = 55,80 m
Lăţimea maximă = 10,40 m
Înălţimea = 4,30 m
Pescajul maxim = 3,60 m
Puterea motoarelor = 2 × 300 CP

Str. Portului nr. 2, telefon: 270 — 440 — 618
Cont virament 026001

MARCĂ UZINA VULCAN BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

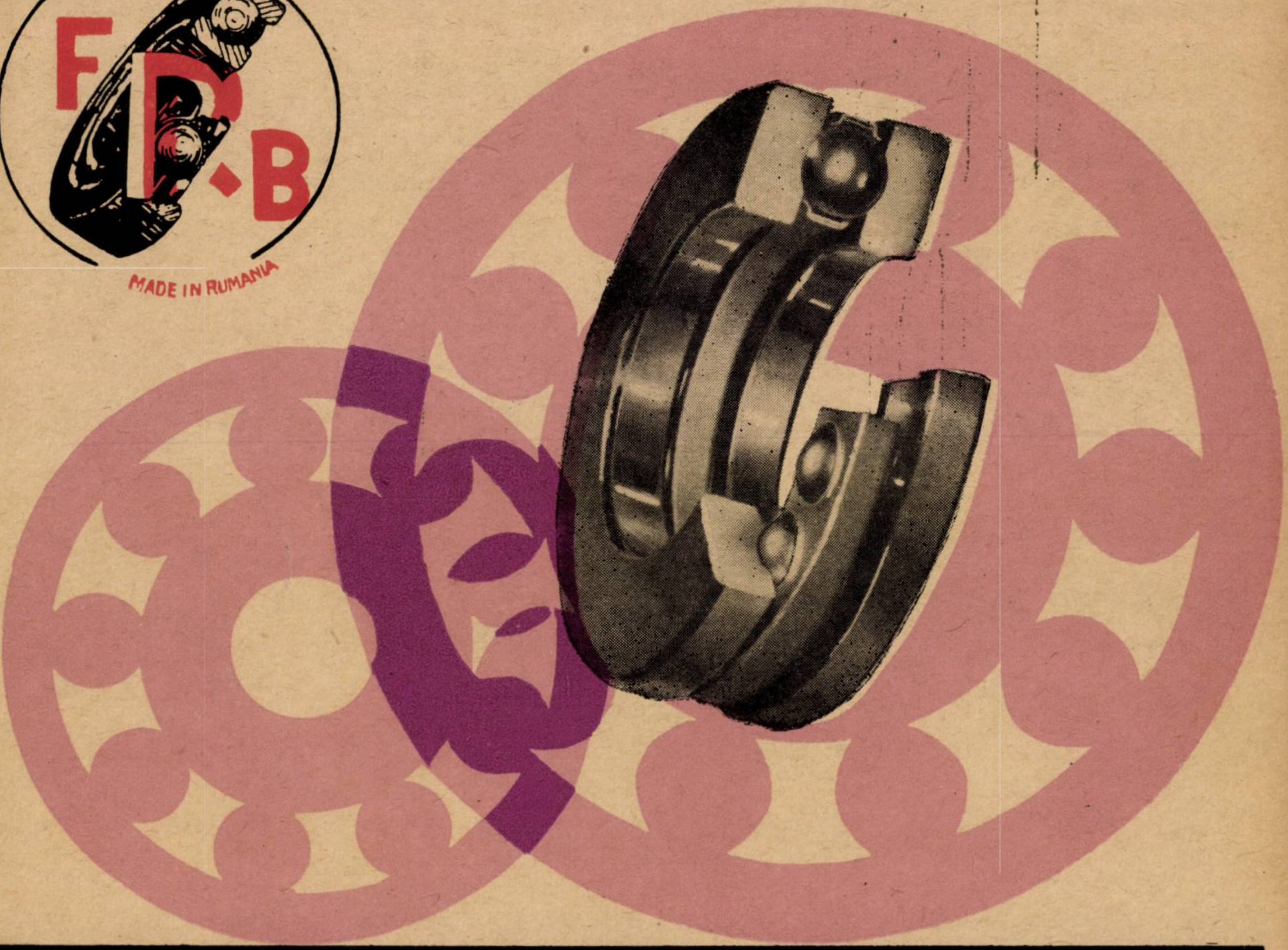
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 10 • OCTOMBRIE 1966

FABRICA DE RULMENŢI
BÎRLAD

F R·B
MADE IN RUMANIA



Livrează:

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

**rulmenţi de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate**

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

E 3279

produce:

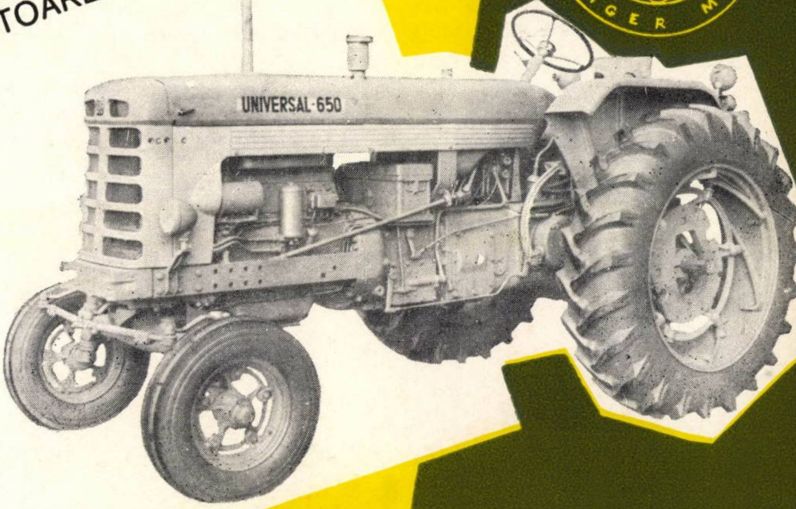
U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP

- ● CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- ● CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

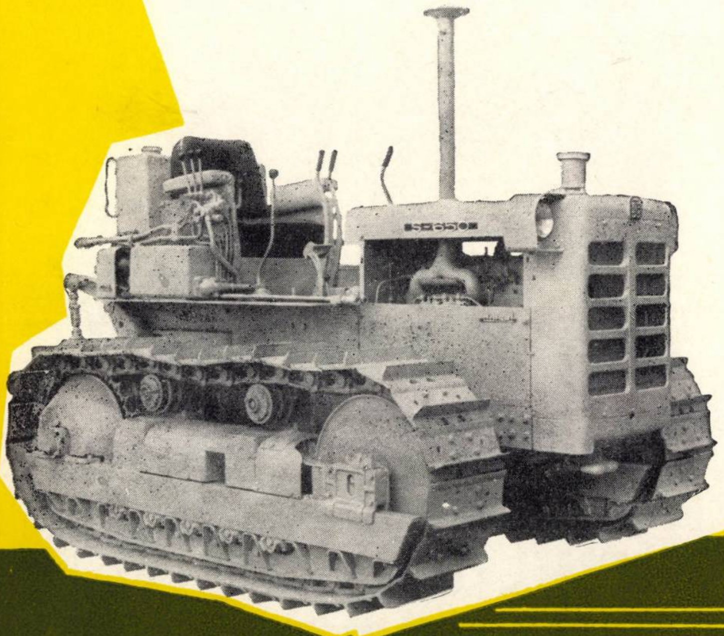
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965



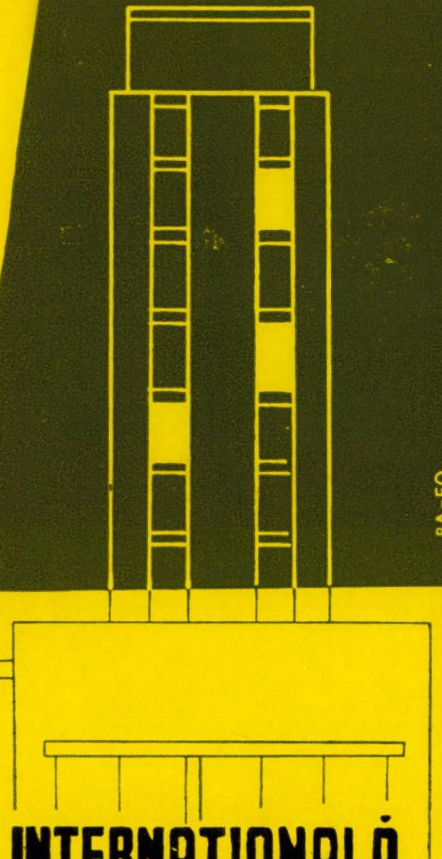
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



MOTOARE DIESEL



BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

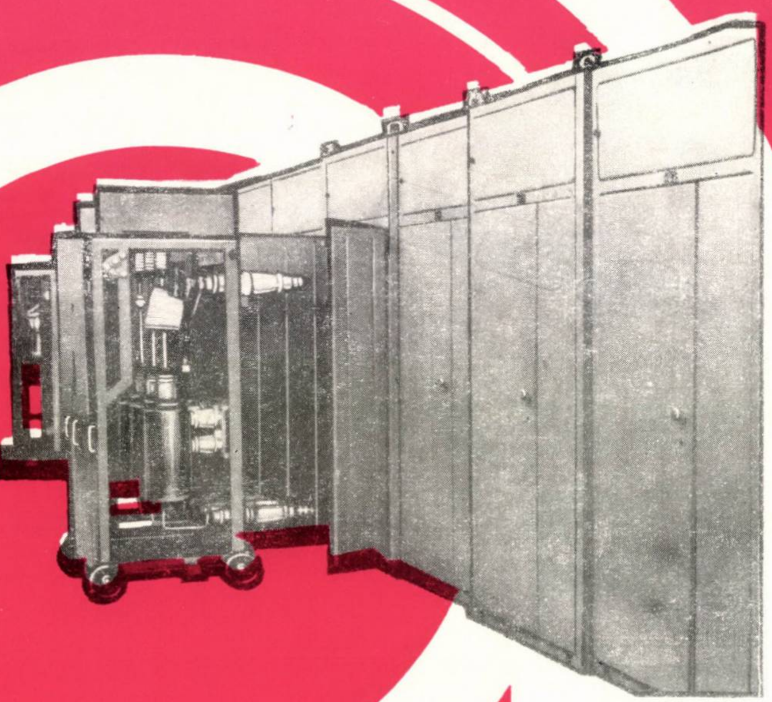
F88

*-pentru diferite servicii
din cadrul sistemului energetic
al uzinelor
folosiți:*

CELULE PREFABRICATE DE ÎNALTĂ TENSIUNE

10 kV

*echipate conform destinației și după
schema comutației secundare cerute de client
- posibilități multiple de echipare cu un
număr redus de elemente modulate*



**UZINELE
ELECTROPUTERE
CRAIOVA**

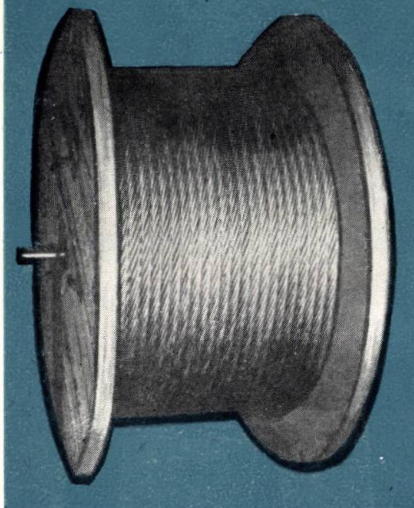
ARAD

UZINA DE STRUNGURI

UZINA DE STRUNGURI ARAD

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 și 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 și SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 și SRV 40 și
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200

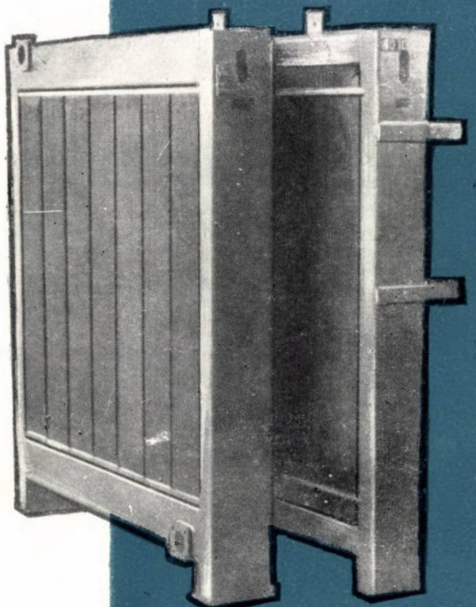
Calea Aurel Vlaicu nr. 41-43

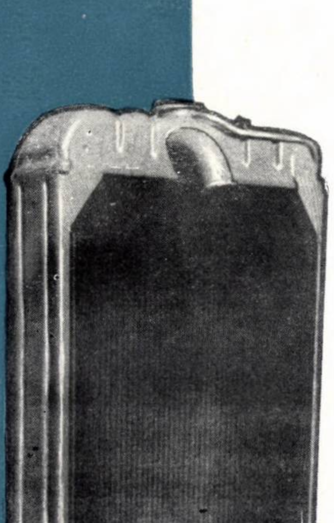


Cabluri din oțel pentru
tracțiune și conductori
funie de aluminiu și oțel
aluminiu pentru linii
de energie electrică.

FABRICA DE RADIATOARE ȘI CABLURI-BRAȘOV

Șoseaua Cristianului nr. 1-3
tel: 1.47.22.





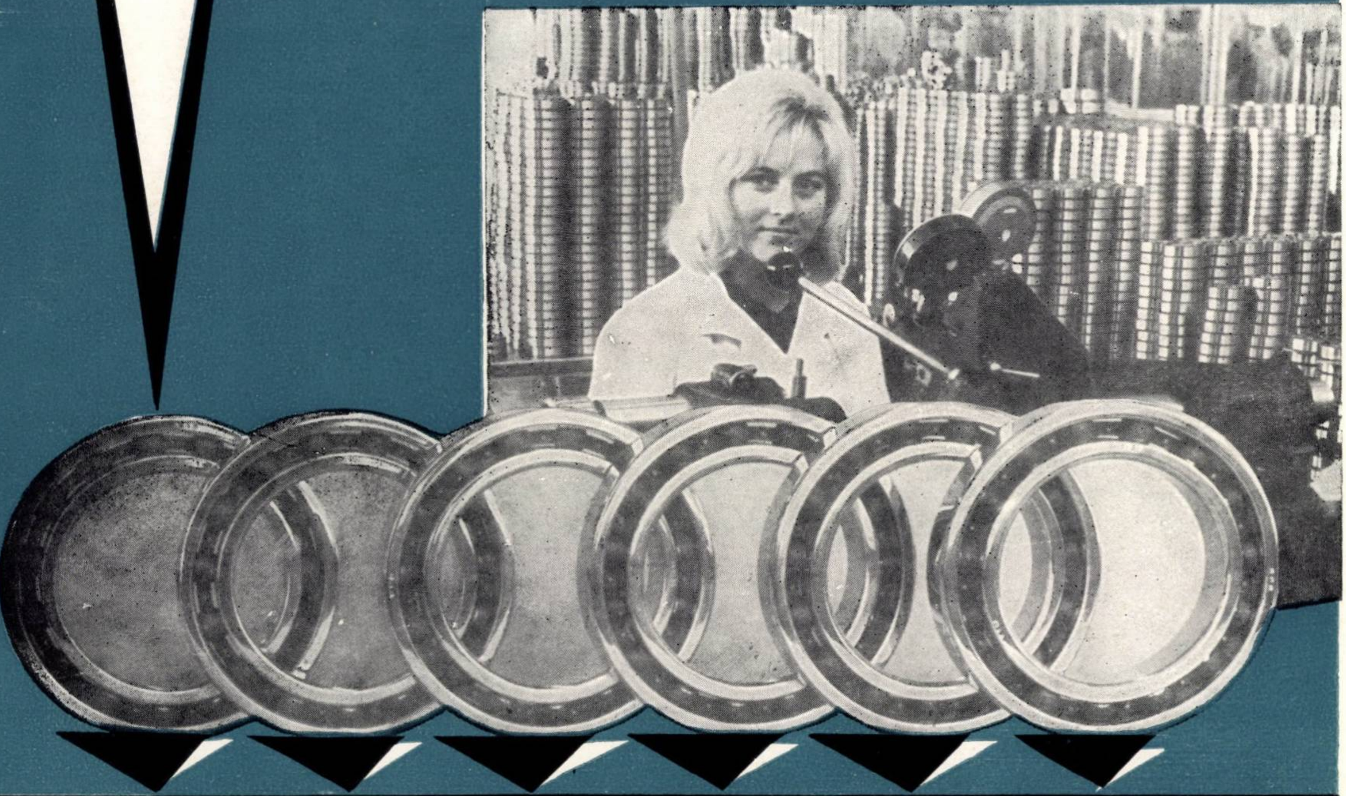
Radiatoare pentru
motoare auto, tractoare,
locomotive Diesel
și motoare stabile.

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MODERNE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE

- Rulmenţi radiali cu bile
- Rulmenţi cu role conice
- Rulmenţi cu ace
- Rulmenţi cu ace pentru cardan
- Rulmenţi cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace



uzina rulmentul brasov

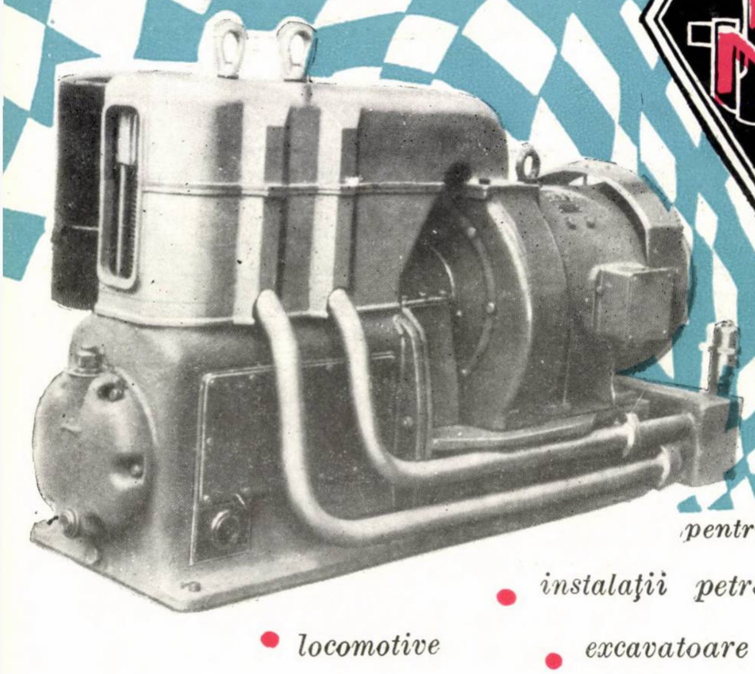
Str. 13 Decembrie nr. 96 ★ Telefon 1 66 41 ★ Telex 012 245

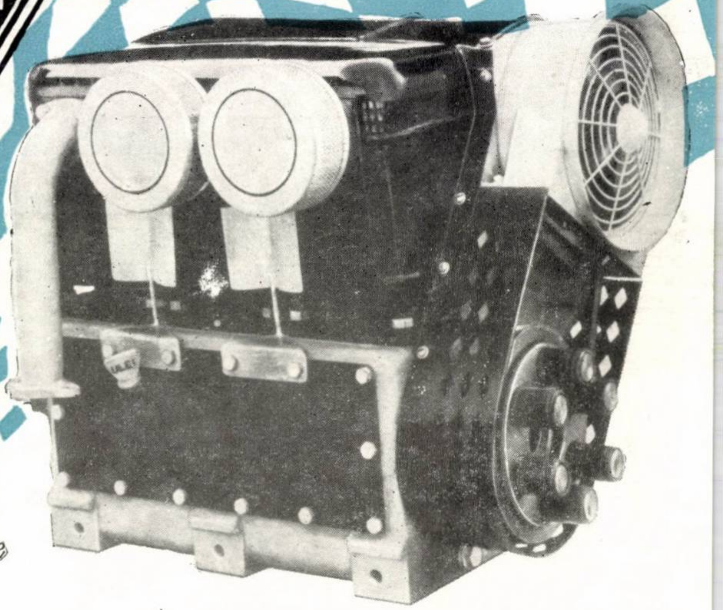
UZINA DE COMPRESOARE ŞI MOTOARE

TIMPURI NOI BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară
şi străinătate

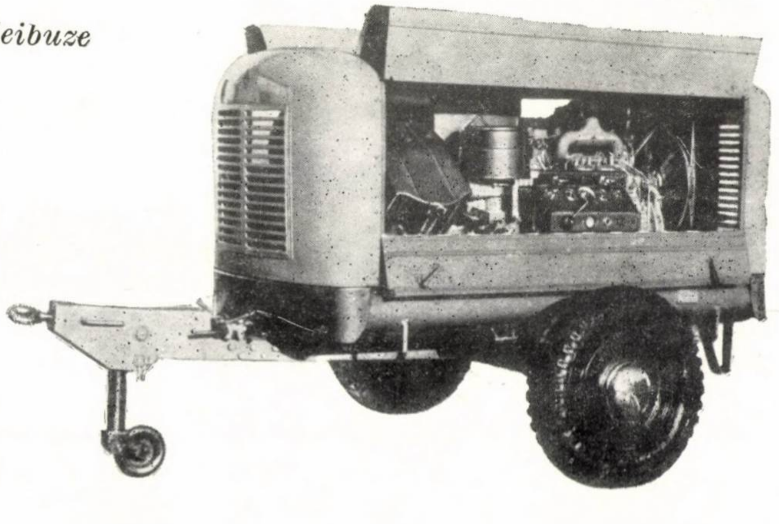
COMPRESOARE DE AER
CU PISTON





pentru:

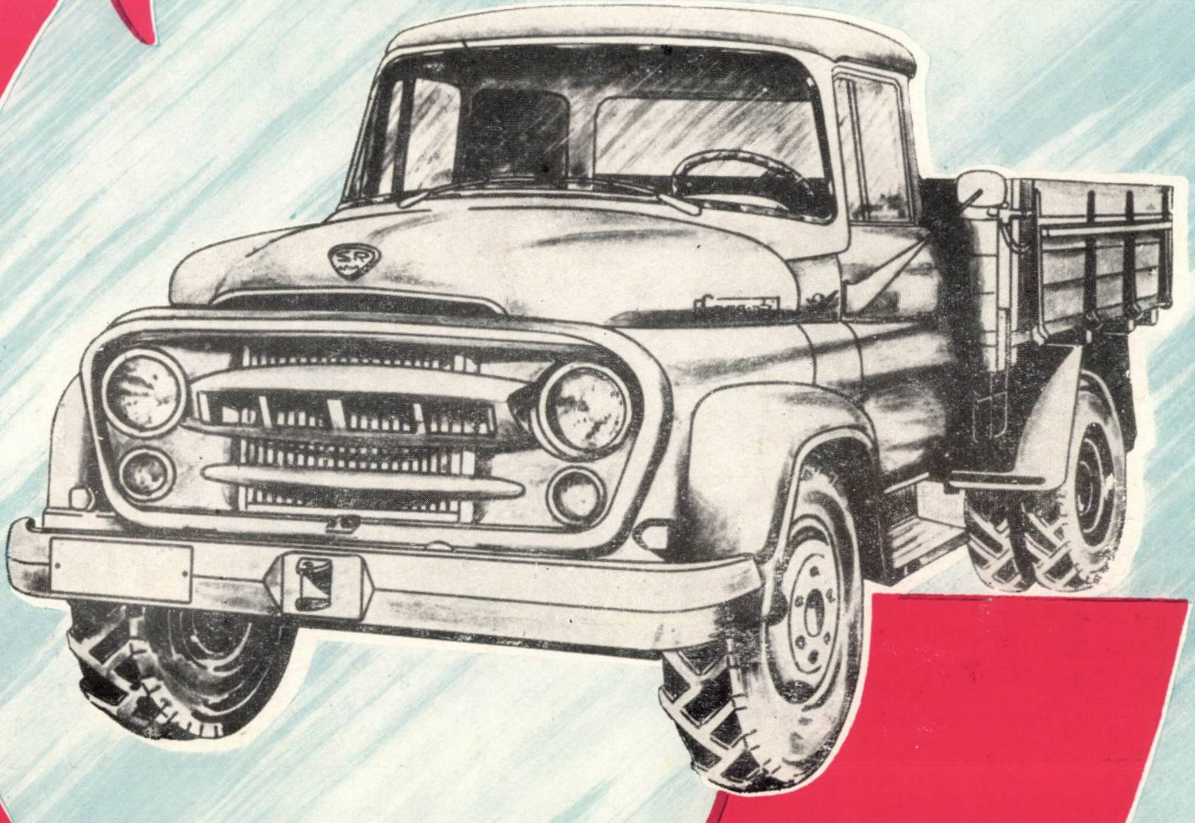
- *instalaţii petroliere*
- *locomotive*
- *excavatoare*
- *şantiere*
- *vopsitorii*
- *troleibuze*
- *automatizări etc.*



La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv., precum şi pentru orice problemă legată de compresoare

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI
TIMPURI NOI

- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea 140 CP
viteza 90 km/h
- sarcina utilă 3T - SR-131
5T - SR-113
- consum la 100 km. 25l - SR-131
28l - SR-113

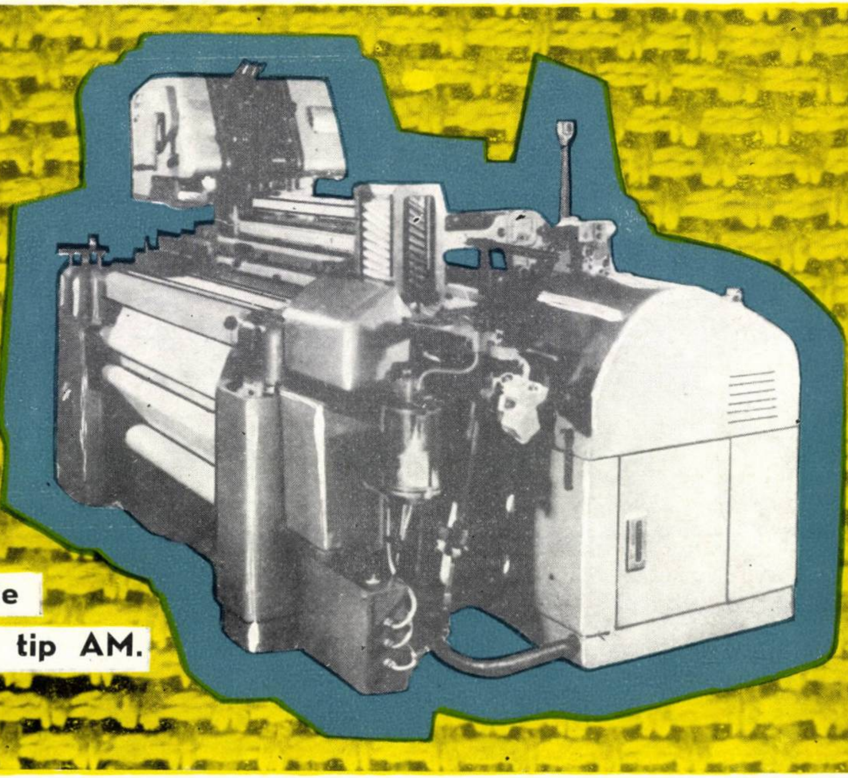


Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - Strada Poenelor 5 * Telefon 16310

UZINA UNIREA



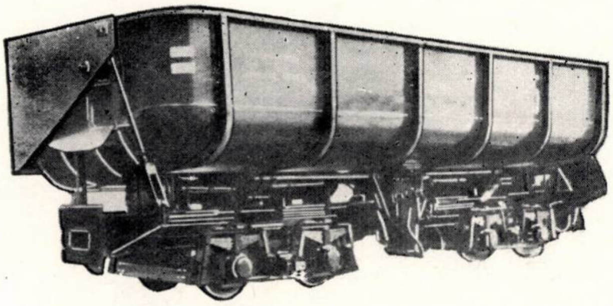
Război automat de țesut mătase tip AM.

LIVREAZĂ IN MOD CURENT:

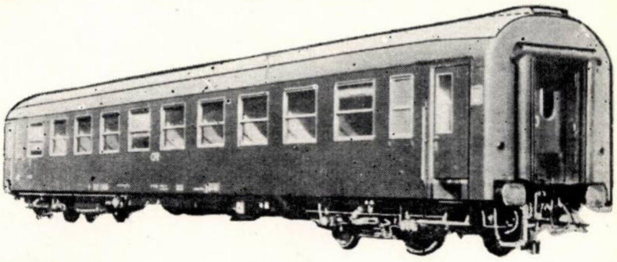
- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de țesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de țesut mătase tip AM.
- Mașini de pieptănat lînă tip PL.
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R.
- Mașini cu inele pentru filat lînă pieptănată, tip FLP.
- Mașini de filat bumbac cardat, tip Fl.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

Unirea

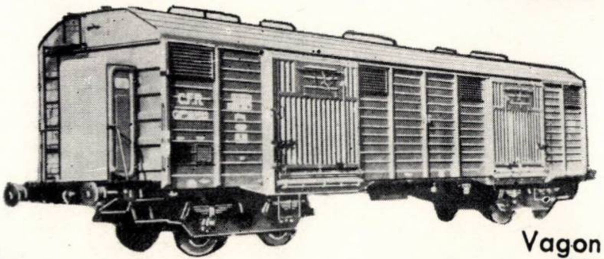
Piața 1 Mai 3–5 CLUJ



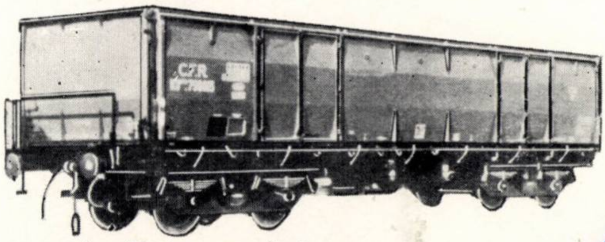
Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate



Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă



Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă



Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

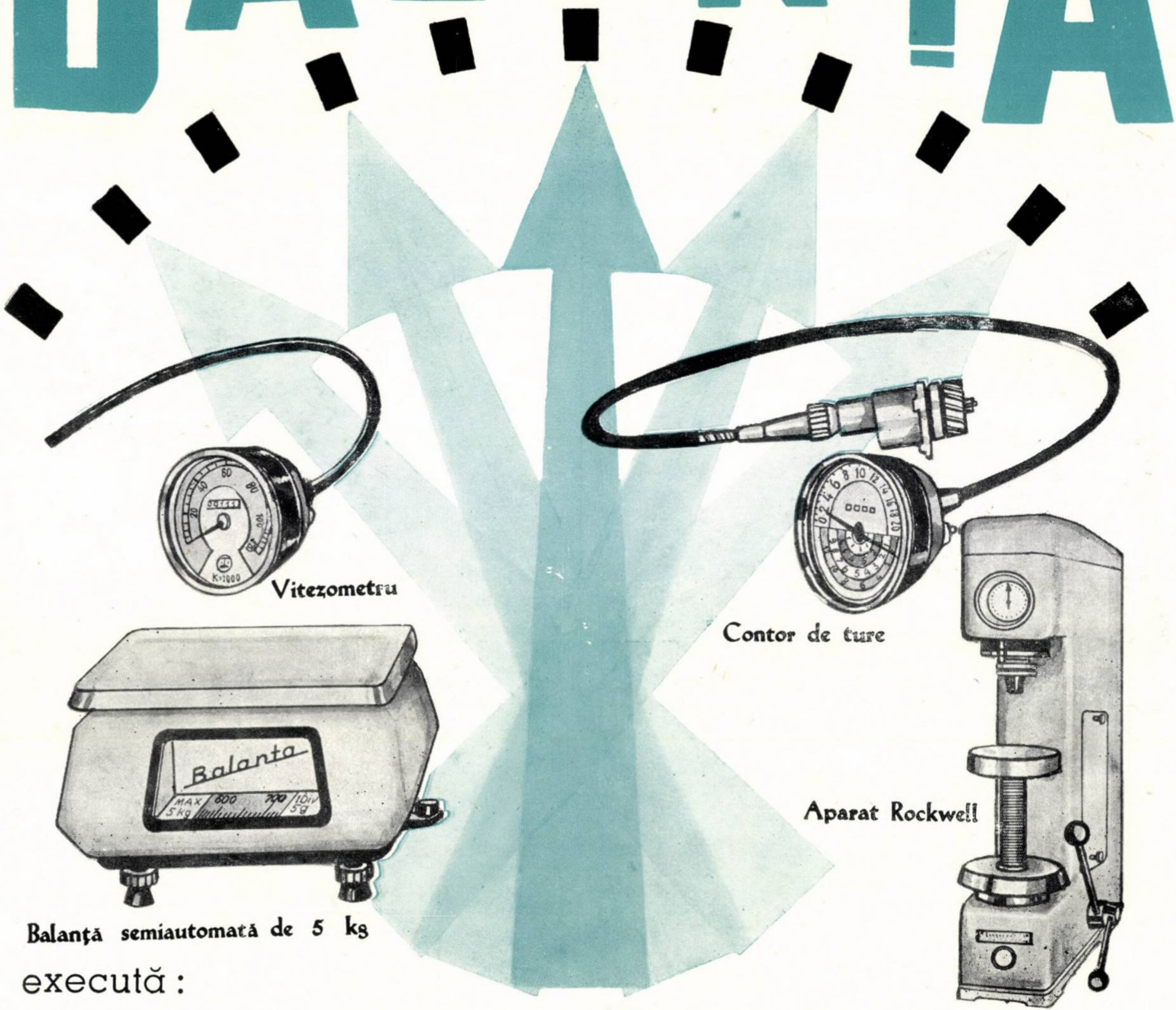
UZINELE DE VAGOANE

execută:

VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ŞI SPECIALE

arad

UZINA BALANȚA SIBIU



Vitezometru

Contor de ture

Aparat Rockwell

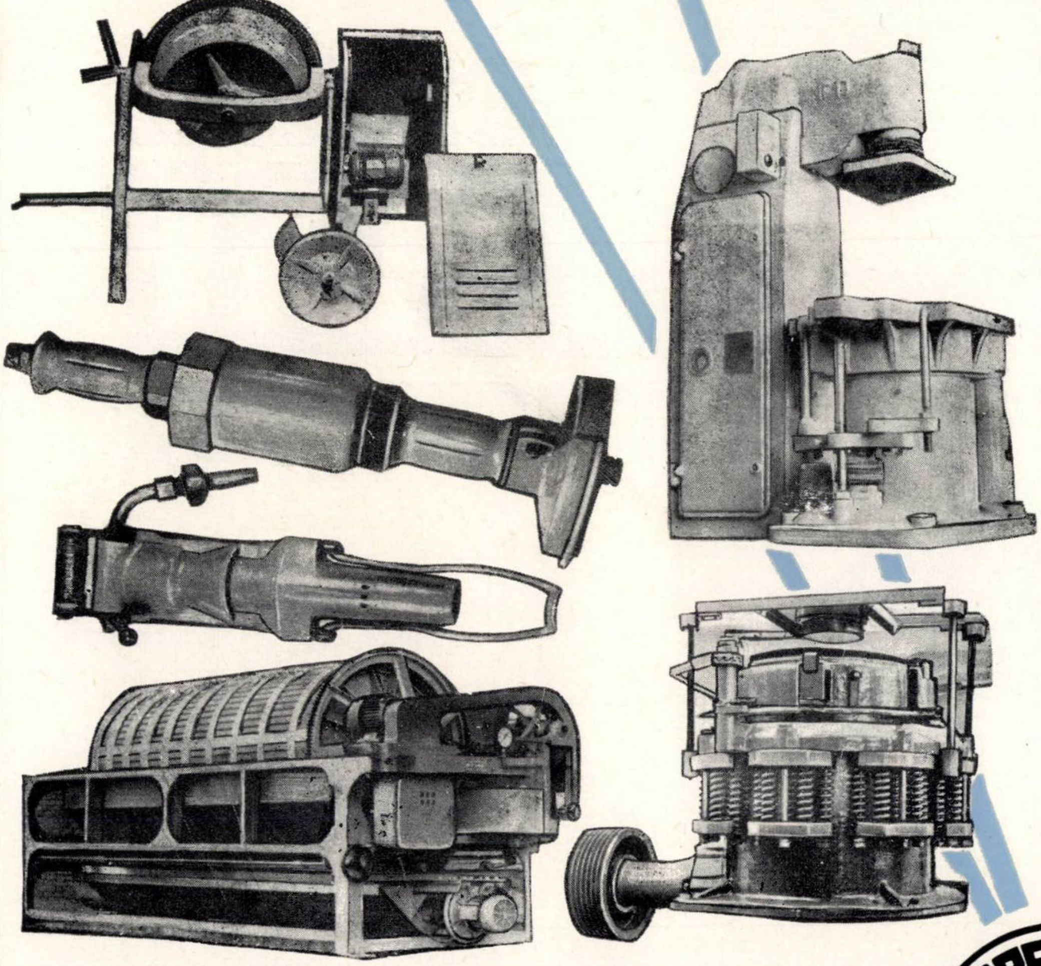
Balanță semiautomată de 5 kg

execută:

- Balanțe semiautomate de 1 și 20 kg
- Balanțe semiautomate de 5 kg, cu proiecție
- Balanțe tehnice cl. II de 1 și 5 kg
- Balanțe etalon de 2 și 20 kg
- Balanțe compuse de 5, 10 și 20 kg
- Balanțe romane de uz casnic de 5 și 10 kg
- Bascule semiautomate de 50 kg, cu proiecție
- Bascule automate cu cupă basculantă pentru cereale de 5, 20, 100, 200, 300 și 700 kg
- Bascule romane de 500, 1 000 și 2 000 kg
- Bascule pod pentru vehicule rutiere de 10, 15 și 20 t
- Basculă pod pentru vagonete și căi ferate
- Aparate Brinell și Rockwell
- Vitezometre pentru autovehicule
- Contoare de ore

Str. Gușteriței 21-23 telefon 6200

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU



EXECUTA
PRODUSE
PENTRU:

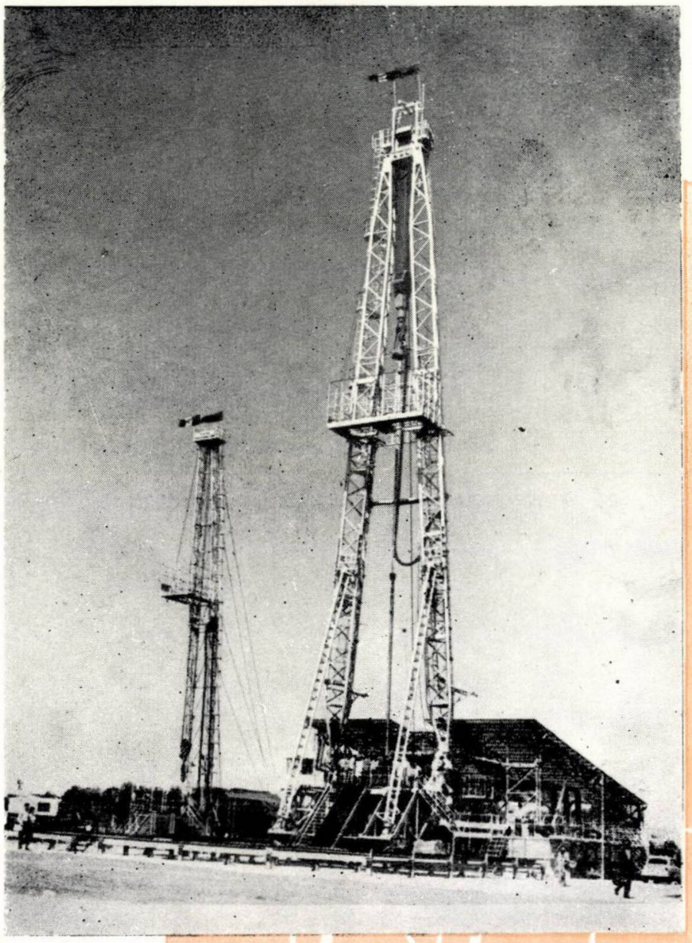
INDUSTRIA SIDERURGICĂ: Cubilouri, cuptoare, mașini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, mașini automate de format, mașini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanțuri cu role și zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuțite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare și granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, mașini de frămîntat aluat, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr și ulei.

INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR: Betoniere, mașini de înșurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricțiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.



UZINA
1MAI
PLOIEŞTI

Uzina „1 Mai" Ploieşti execută şi livrează pe piaţa internă şi la export:

— Instalaţii de foraj pentru 1 200 m adîncime şi punere în producţie transportabile tip T — 50 B

— Instalaţii de foraj de medie adîncime
  tip 2 DH — 75 A pentru 2 200 m adîncime
  tip 4 LD — 150 D pentru 3 200 m adîncime

— Instalaţii de foraj de mare adîncime
  tip 3 DH — 200 A pentru 5 000 m adîncime
  tip 4 DH — 315 pentru 7 000 m adîncime

— Instalaţii de foraj cu acţionare electrică în curent continuu
  tip E — 75 pentru 2 200 m adîncime

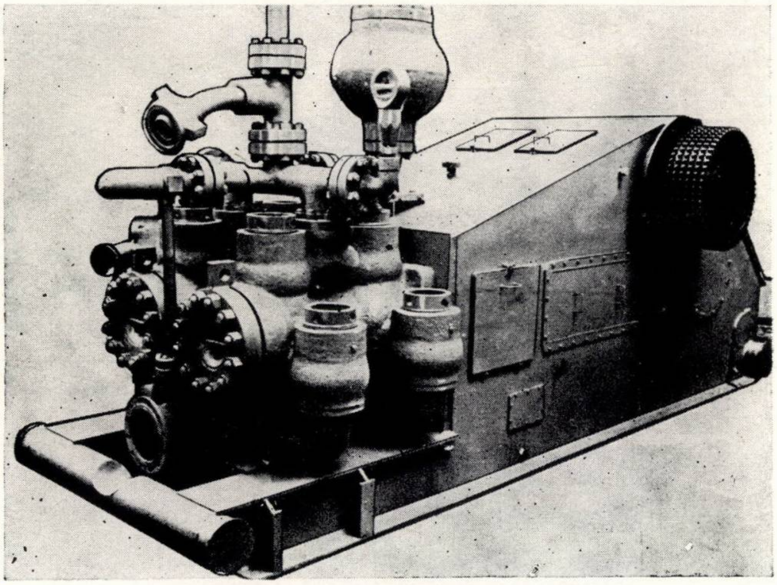
— Pompe cu transmisie pentru noroi duplex sau triplex de 465, 800 şi 1 250 CP
  tip 3 PN — 465 M
  tip 2 PN — 800 B
  tip 2 PN — 1 250

— Grupuri motopompă acţionate cu motoare diesel echipate cu pompe de 465 şi 1 250 CP

— Agregate de cimentare şi fisurare hidraulică de 400 kgf/cm^2
  tip AC — 4 400 M1

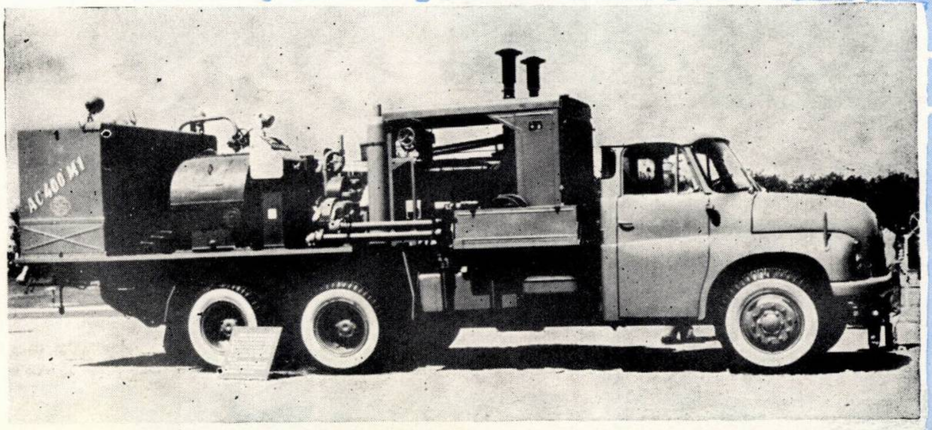
— Instalaţii complete de prevenire a erupţiilor acţionate mecanic şi hidraulic
  de la 8 la 16 inci şi presiuni nominale
  de la 140 la 700kgf/cm^2

— Sape cu trei conuri pentru foraj
— Carotiere mecanice pentru foraj
— Turbine de foraj simple si sectionale



Agregat de cimentare şi fisurare hidraulică tip AC — 400 M1. Acest utilaj este destinat cimentării sondelor de ţiţei şi gaze, precum şi pentru operaţii de fisurare hidraulică şi alte procedee de mărire a afluxului de ţiţei la sondele în exploatare

Tot ansamblul este montat pe un autocamion TATRA 138 de 12 t capacitate; acţionarea pompei cu trei plunjere de 400 kgf/cm^2 se face de un grup motor diesel de 350 CP prin intermediul unei cutii de viteze. Toate comenzile sînt centralizate la pupitrul de comandă al operatorului



Pompa cu transmisie pentru noroi duplex de 1 250 CP tip 2 PN — 1 250. Destinată echipării instalaţiilor de foraj pentru mare adîncime, prin performantele sale înalte asigură condiţiile unui foraj modern

Caracteristici tehnice principale:

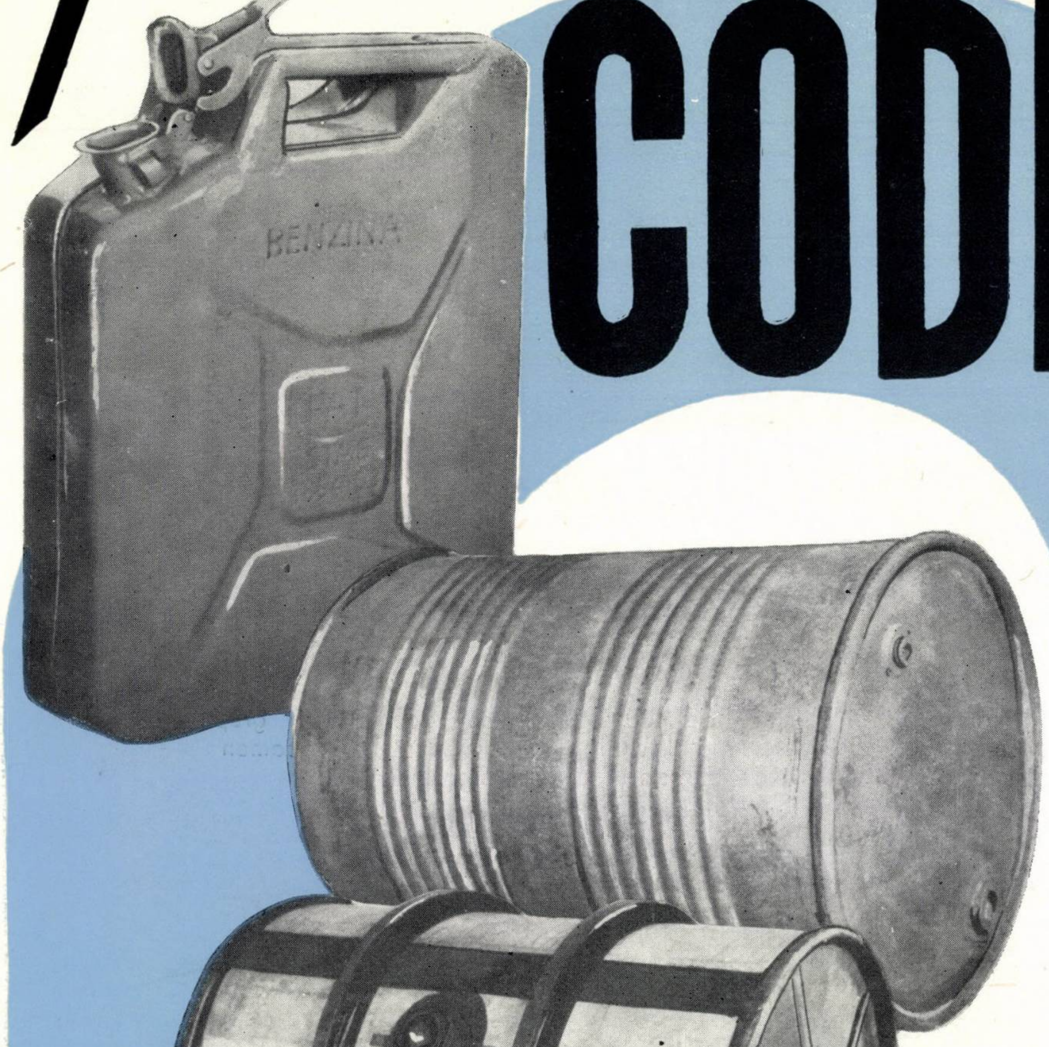
— puterea nominală la axul de intrare în pompă 1 250 CP
— presiunea maximă 300 kgf/cm^2
— debitul maxim la 160 kgf/cm^2 — 50 l/s

UZINA DE CONSTRUCŢII DE MAŞINI 1 MAI STR. DEMOCRAŢIEI 121 PLOIEŞTI

telefon: 10300
telex: 07

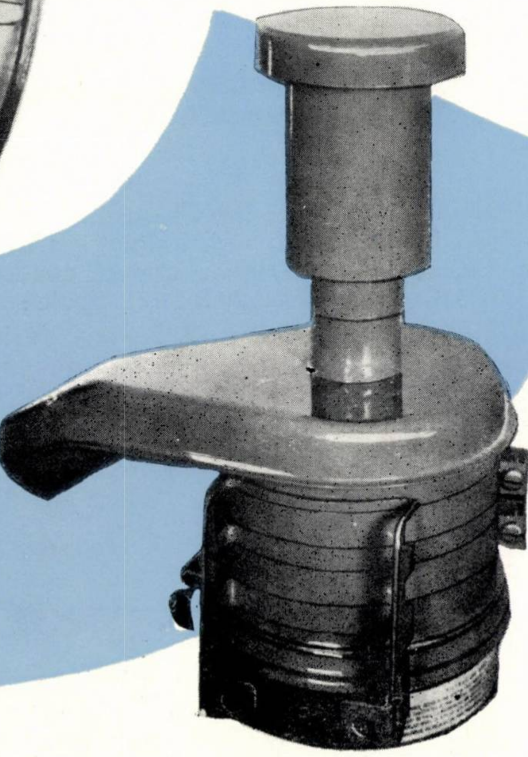
Fabrica de articole de tablă

CODLEA



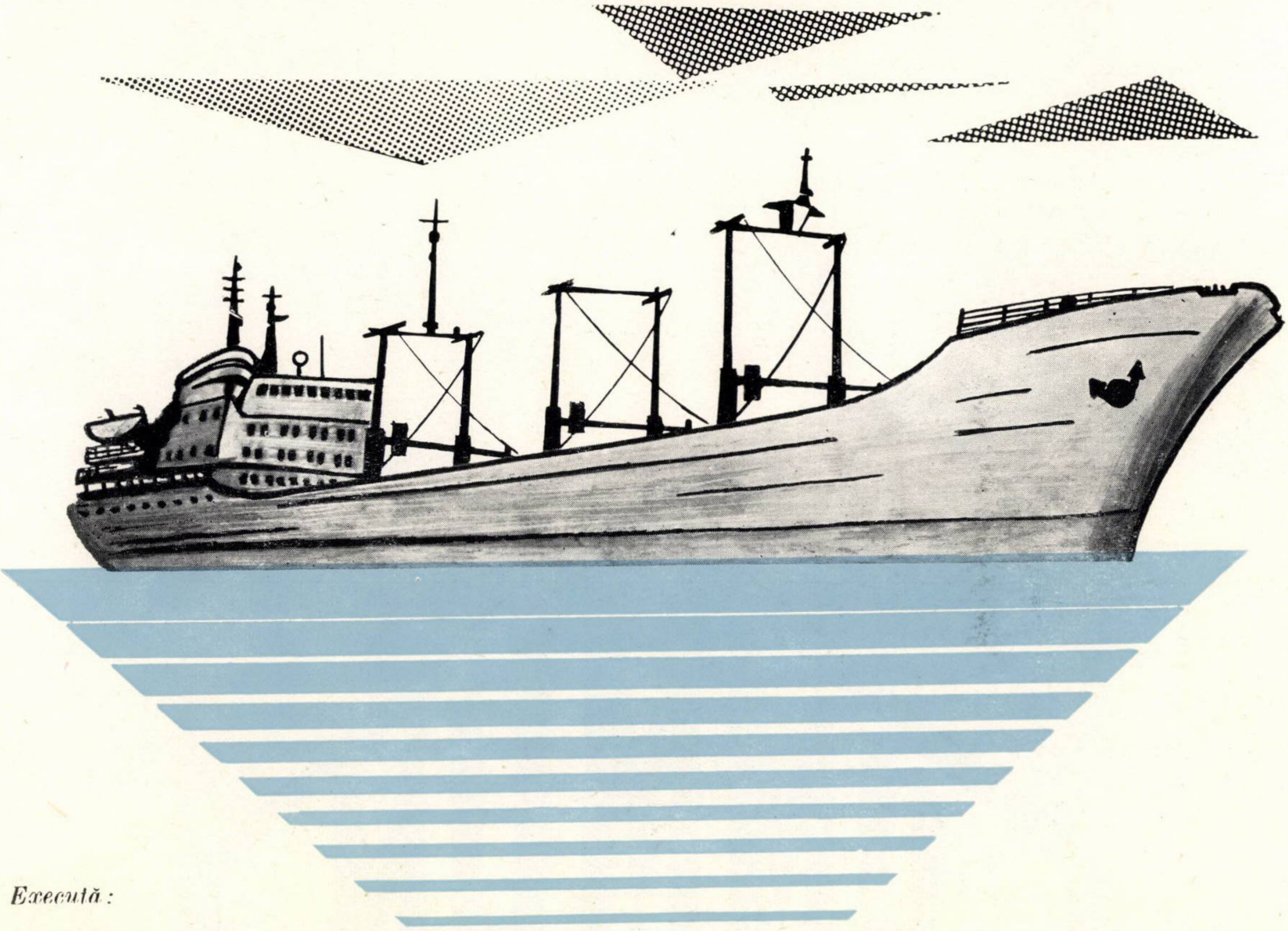
produce:

- Butoaie metalice din tablă zincată și tablă neagră de 200 l capacitate, cu cercuri de rostogolire
- Butoaie metalice din tablă zincată — construcție ușoară
- Canistre de benzină din tablă T.D.A., de 20 l capacitate
- Filtre de aer pentru autocamioane, tractoare, autobuze și autoutilitare
- Filtre de aer pentru motoare Diesel de 350 și 700 CP
- Bușoane pentru radiatoare și bușoane pentru rezervoare de benzină
- Filtre brute pentru combustibil
- Rezervoare de benzină pentru autoutilitare



Șantierul naval

GALAȚI



Execută:

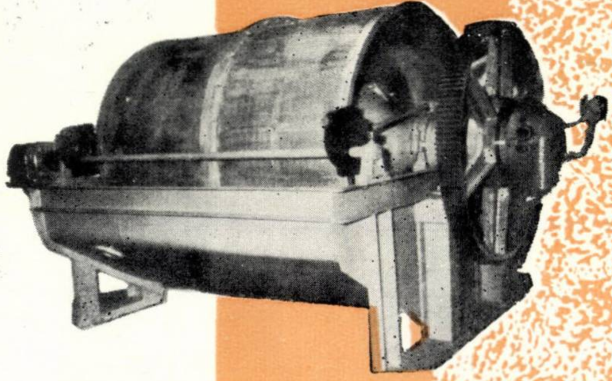
CARGOURI de 3250/4500 tdw pentru mărfuri generale (shelterdeck open/closed) și de 3500 – 3800 tdw de transportat cherestea (fall scantling – cu o pantă) cu toate dotările necesare exploatării în porturi și navigației și

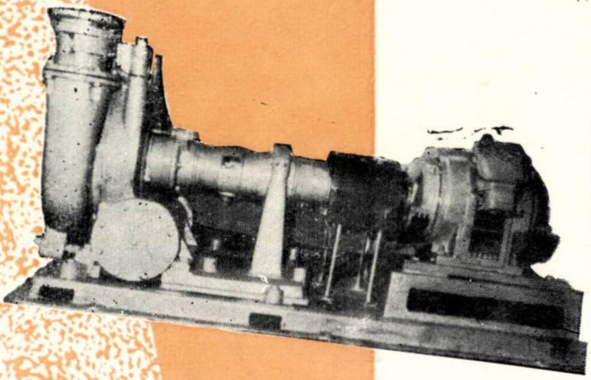
MINERALIERE de 12500 tdw cu instalații electrohidraulice pentru încărcare – descărcare și închiderea gurilor de magazii

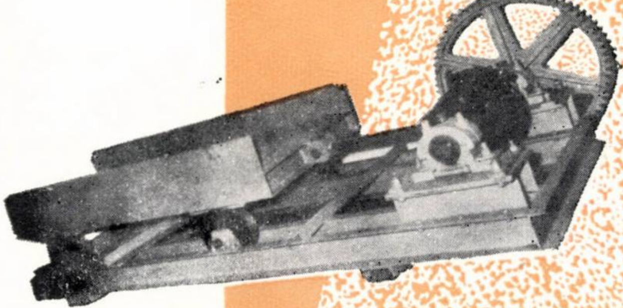
SNG construiește nave pentru transportul mărfurilor uscate de la 3000 la 20000 tdw, complet sudate, cu instalații și amenajări moderne pentru echipaj, din materiale de calitate superioară

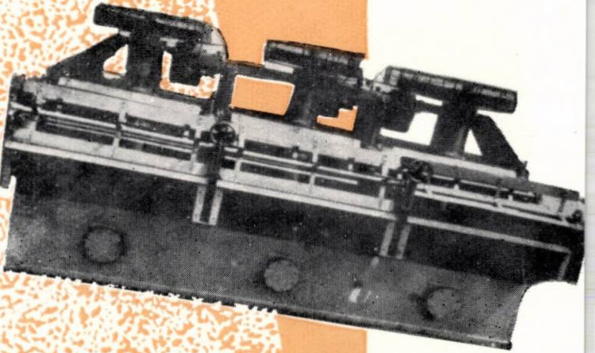
S.N.G.

Galați — str. Păcii nr. 2 — tel. centrală 8020; serv. aprovizionării 5537.
Cont BNRSR – Galați 026 006









UMMUM

BAIA MARE

produce:

CELULE DE FLOTARE ● AGITATOARE ● ÎNGROŞĂTOARE ● POMPE DE TULBUREALĂ ŞI ANTIACIDE DE MINĂ ● FILTRE DE VID ● CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ ● COLIVII DE EXTRACŢIE ● ALIMENTATOARE DIFERITE ● CIURURI VIBRATOARE ● VAGONETE DE FUNICULAR ETC.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, OCTOMBRIE 1966, Nr. 10

CUPRINS

Popescu, I. : **Constribuţii la asigurarea interschimbabilităţii pieselor filetate acoperite galvanic.** 569

Horovitz, B., Crudu, M., Perju, D. şi Balekics, M.: **Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate.** 573

Crudu, M. şi Perju, D. : **Dispozitiv de încărcare inerţial pentru sisteme în circuit mecanic închis.** 579

Crişan, S. şi Ivan, M. : **Prelucrarea electrolitică, o nouă metodă de prelucrare a metalelor.** 583

Ciucă, C., Drugescu, El. şi Andronic, C. : **Unele aspecte ale sudării plăcuţelor de oţel rapid pe suport din oţel carbon.** 586

Dragu, D. şi Enache, Şt, : **Cu privire la influenţa rugozităţii suprafeţelor asupra comportării organelor de maşini.** 591

Drăghici, Gh., şi Boangiu, Gh. : **Rectificarea interioară a inelelor de rulmenţi cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei abrazive.** 596

Leonte, A. : **Mărirea durabilităţii supapelor motoarelor cu ardere internă.** 599

Ruican, G. şi Popescu, M.: **Indoirea ţevilor de construcţie din oţel slab aliat cu mangan.** 604

DOCUMENTARE 608

RECENZII 611

CRONICĂ 614

REVISTA REVISTELOR 617

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

S U M A R

CZ 621.882

Popescu, I. : **Contribuţii la asigurarea interschimbabilităţii pieselor filetate acoperite galvanic.**

Se propune o serie de soluţii constructive şi tehnologice pentru asigurarea interschimbabilităţii pieselor filetate acoperite galvanic.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 569–572

CZ 621.831.001.4 : 620.178.3

Horovitz, B., Crudu, M., Perju, D. şi *Balekics, M.* : **Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate.**

Se analizează modul de adaptare a metodei sarcinii progresive cu viteză constantă pentru determinarea rezistenţei la oboseală în cazul roţilor dinţate cilindrice.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 573–579

CZ 621.831.001.4

Crudu, M. şi *Perju, D.* : **Dispozitiv de încărcare inerţial pentru sisteme în circuit mecanic închis.**

Se propune utilizarea unui dispozitiv inerţial asigurînd constanţa încărcării în cadrul standurilor de încercare funcţionînd în circuit închis.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 579–582

CZ 621.9.047.7

Crişan, S. şi *Ivan, M.* : **Prelucrarea electrolitică, o nouă metodă de prelucrare a metalelor.**

Se prezintă principiile metodei de prelucrare electrolitică a metalelor, evidenţiindu-se rezultatele obţinute la prelucrarea paletelor de turbină în cadrul uzinei „Hidromecanica"-Braşov.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 583–586

CZ 621.9.025.6 : 621.791.762

Ciucă, C., Drugescu, El. şi *Andronic, C.* : **Unele aspecte ale sudării plăcuţelor de oţel rapid pe suport din oţel carbon.**

Se analizează diferite procedee pentru sudarea plăcuţelor de oţel rapid pe suport din oţel carbon, evidenţiindu-se rezultatele obţinute.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 586–591

CZ 621.81 : 620.191.35

Dragu, D. şi *Enache, Şt.* : **Cu privire la influenţa rugozităţii suprafeţelor asupra comportării organelor de maşini.**

Se subliniază influenţa rugozităţii asupra comportării organelor de maşini, precizîndu-se modul de determinare a acesteia în funcţie de precizia dimensională.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 591–595

CZ 621.822.723/724 : 621.923

Drăghici, Gh. şi *Boangiu, Gh.* : **Rectificarea interioară a inelelor de rulmenţi cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei abrazive.**

Se prezintă o metodă nouă pentru rectificarea inelelor de rulmenţi prin utilizarea unor dispozitive permiţînd trecerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei abrazive

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 596–599

CZ 621.43—33

Leonte, A. : **Mărirea durabilităţii supapelor motoarelor cu ardere internă.**

Se prezintă două metode pentru mărirea durabilităţii supapelor motoarelor cu ardere internă, prin utilizarea depunerilor de aliaje dure şi prin rulare.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 599–604

CZ 621.981.23

Ruican, G. şi *Popescu, M.* : **Indoirea ţevilor de construcţie din oţel slab aliat cu mangan.**

Se expun rezultatele obţinute privind eficienţa tratamentului de normalizare la îndoirea ţevilor de construcţie din oţel slab aliat cu mangan.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 604–607

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unul exemplar lei 8. Tiparul : I.P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti. Cd. 3843
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. Tc. nr. 560/727/1965.

41042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.882

Попеску, И.: **вопросу об обеспечении взаимообмена нарезных частей с гальваническим покрытием.**

Предлагается ряд конструктивных у технологи-еских решений по обеспечению взаимообмена нарезных гальванизированных частей.

Construcţia de Maşini 18 (1966), №. 10, стр. 569—572

ДК 621.831.001.4 : 620.178.3

Горовиц, Б., Круду, М., Пержу, Д. и *Балекич, М.:* **Применение метода прогрессибной нагрузки при испытании зубчатых колес.**

Рассматривается способ применения метода прогрессибной нагрузки с постоянной скоростью для определения сопротивления усталости зубчатых цилиндрических колес.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 10, стр. 573 – 579

ДК 621.831.001.4

Круду, М. и *Пержу, Д.:* **Инерциальное загрузочное устройство для систем механически замкнутого потока.**

Предлагается применение инервиального устройства которое обеспечивает постонство загрузкки в рамках испытательных стендов работающих в замкунтых потоках.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 10, стр. 579 – 582

ДК 621.9.047.7

| *Кришан, С.* | и *Иван, М.:* **Электролитическая обработка — новый метод переработки металлов.**

Описываются принципы метода по электролитической обработки металлов причем указываются результаты полученные по обработке турбинных лопаток на заводе ,,Гидромеханика'' в городе Брашове.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 10, стр. 583 – 586

ДК 621.9.025.6 : 621.791.762

Чукэ, К., Дружеску, Е. и *Андроник, К.:* **Ряд аспектов по сварке плитокя из быстрорежуей сталеи с основной из углеродистой стали.**

Анализируютя различные способы сварки плиток из быстрорежующей сталина основе углеродстой стали указываются полученные результаты.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 10, стр. 586 – 591

ДК 621.81 : 620.191.35

Драгу, Д. и *Енаке, Ш.:* **О влиянии широховатсти поверхностей на поведение органов машин.**

Подчеркивается влияние широховатстей на поведение органов машин и уточняется способ их определения в зависимости от точности размеров.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № ,10, стр. 591 – 595

ДК 621.822.723/.724 : 621.923

Дрэгич, Г. и *Бояндэкиу, Г.:* **Внутренняя шлифовка колец подшипниковп осредством ввода охладительно-смазывающей жидкости во внутрь абразивного камня**

Описывается новый метод по шлифовке колец подшипнилков посредством применения ряда приборов которые позволяют впуск охладительно-смазывающей жидкости во внутрь абразувного кам

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 20, стр. стр. 596 – 599

ДК 621.43—33

Леонте, А: **Повышение прочности клапанов у двигателей внутреннего сгорания.**

Описываются два метода по увеличению прочности клапанов двигателей с внутренним сгоранием путем применения наслойки из твердых сплавов или прокаткой.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 10, стр. 599 – 604

ДК 621.981.23

Руикан, Г. и *Попеску, М.:* **Сгибание строительных труб из марганцевой стали.**

Излагаются рейзультаты полученные по эффек стали для нормализации их при изгибании.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 10, стр. 604 – 607

CONTENTS

DC 621.882

Popescu, I. : **Contributions to the ensurance of the inter-exchangibility of galvanically coated thread-cut pieces.**

A series of constructive and technological solutions are suggested for ensuring the inter-exchangibility of galvanically coated thread-cut pieces.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 569 – 572

DC 621.831.001.4 : 620.178.3

Horovitz, B., Crudu, M., Perju, D. and *Balekics, M.* : **The application of the progressive charge method on testing the toothed wheels.**

The way of adapting the progressive charge method with constant speed for determining the fatigue resistance in the case of cylindrical toothed wheels is analysed

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 573 – 579

DC 621.831.001.4

Crudu, M. and *Perju, D.* : **An inertial loading device for closed mechanical circuit systems.**

The utilization of an inertial device ensuring the loading constance within the framework of test stands working in closed circuit is suggested.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 579 – 582

DC 621.9.047.7

| *Crişan, S.* | and *Ivan, M.* : **The electrolytical working as a new metal working method.**

The principles of the electrolytical metal working method are presented as well as the results obtained on working the turbine blades within the framework of the ,,Hidromecanica'' Works in Braşov.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 583 – 586

DC 621.9.025.6 : 621.791.762

Ciucă, C., Drugescu, El. and *Andronic, C.* : **Some aspects of the welding of rapid steel plates on carbon steel support.**

Different methods of welding the rapid steel plates on carbon steel support are described and some information given regarding the results obtained.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 586 – 591

DC 621.81 : 620.191.35

Dragu, D. and *Enache, St.* : **The behaviour of machine parts as influenced by the roughness of surfaces.**

The influence of roughness on the behaviour of machine parts is stressed and the way of determining it as a function of dimensional precision is pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 591–595

DC 621.822.723/.724 : 621.923

Drăghici, Gh. and *Boangiu, Gh.* : **The internal rectification of bearing rings, by introducing the cooling-greasing liquid through the interior of the abrasive stone.**

A new method of rectifying the bearing rings by using some devices allowing the passage of the cooling-greasing liquid through the interior of the abrasive stone is described.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 596–599

DC 621.43—33

Leonte, A. : **Increasing the durability of the internal-combustion engine valves.**

Two methods increasing the durability of internal-combustion engine valves by using the hard alloy deposits and by thread rolling are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 599–604

DC 621.981.23

Ruican, G. and *Popescu, M.* : **Bending the construction pipes from low-alloy steel with manganese.**

The results obtained with respect of the efficiency of the normalization treatment on bending the construction pipes from alloy steel with manganese are given.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 10, p. 604–607

SOMMAIRE

CD 621.882

Popescu, I. : **Contribution au problème de l'interchangeabilité des pièces filetées à revêtement galvanique.**

On propose une série de solutions constructives et technologiques dans le but d'assurer l'interchangeabilité des pièces filetées à revêtement galvanique.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 569–572

CD 621.831.001.4 : 620.178.3

Horovitz, B., *Crudu, M.*, *Perju, D.* et *Balekics, M.* : **L'application de la méthode de la charge progressive à l'essai des roues dentées.**

Les auteurs étudient l'adaptation de la méthode de la charge progressive à vitesse constante, adaptation conçue en vue de la détermination de la résistance à la fatigue dans le cas des roues dentées cylindriques.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 573–579

CD 621.831.001.4

Crudu, M. et *Perju, D.* : **Dispositif inertiel de chargement pour systèmes en circuit mécanique fermé.**

On décrit l'utilisation d'un dispositif inertiel qui assure la continuité du chargement pour les bancs d'essai fonctionnant en circuit fermé.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 579–582

CD 621.9.047.7

Crişan, S. et *Ivan, M.* : **L'usinage électrolytique, une nouvelle méthode d'usinage des métaux.**

On présente les principes de la méthode de l'usinage électrolytique des métaux et l'on donne les résultats obtenus à l'usinage des aubes de turbine à l'usine „Hidromecanica" de Braşov.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 583–586

CD 621.9.025.6 : 621.791.762

Ciucă, C., *Drugescu, El.* et *Andronic, C.* : **Quelques aspects du soudage des petites plaques en acier rapide sur un support d'acier au carbone.**

Les auteurs examinent plusieurs procédés de soudage des petites plaques en acier rapide sur un support d'acier au carbone et soulignent les résultats.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 586–591

CD 621.81 : 620.191.35

Dragu, D. et *Enache, St.* : **L'influence de la rugosité des surfaces sur le comportement des organes de machines.**

On met en évidence l'influence de la rugosité sur le comportement des organes de machines et on explique la manière de déterminer cette influence en fonction de la précision des dimensions.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 591–595

CD 621.822.723/.724 : 621.923

Drăghici, Gh. et *Boangiu, Gh.* : **La rectification intérieure des bagues de roulements par l'introduction du liquide de refroidissement-graissage à l'intérieur de la pierre abrasive.**

On présente une nouvelle méthode pour la rectification des bagues de roulements à l'aide de dispositifs qui permettent le passage du liquide de refroidissement-graissage à l'intérieur de la pierre abrasive.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 596–599

CD 621.43—33

Leonte, A. : **L'augmentation de la durabilité des soupapes des moteurs à combustion interne.**

On expose deux méthodes pour l'augmentation de la durabilité des soupapes des moteurs à combustion interne, par l'emploi des dépôts d'alliages durs et par roulage.

Construcţia de Maşini (1966), no. 10, p. 599–604

CD 621.981.23

Ruican, G. et *Popescu, M.* : **Le pliage des tuyaux de construction en acier allié à faible teneur en mangane.**

Les auteurs précisent les résultats concernant l'efficacité du traitement de normalisation appliqué au pliage des tuyaux de construction en acier allié à faible teneur en mangane.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 10, p. 604–607

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, OCTOMBRIE 1966, Nr. 10

CZ 621.882

Contribuţii la asigurarea interschimbabilităţii pieselor filetate acoperite galvanic

IULIAN POPESCU

Asamblările pieselor filetate se pot realiza după mai multe tipuri de ajustaje. Astfel, pentru clasa de precizie fină, prin ajustaj alunecător, ajustaj cu frecare şi ajustaj aderent; pentru clasa de precizie mijlocie, prin ajustaj alunecător şi ajustaj cu frecare, iar pentru clasa de precizie grosolană, prin ajustaj alunecător. Şuruburile şi piuliţele obişnuite se execută după clasa de precizie grosolană (ajustaj alunecător).

Şuruburile, piuliţele şi alte piese filetate utilizate în fabricaţia de maşini-unelte, motoare, maşini şi aparate electrice, autovehicule, se execută în clasa de precizie mijlocie (ajustaj alunecător). În acest caz, îmbinarea este demontabilă (cu joc), înşurubarea făcîndu-se uşor, manual. La acest ajustaj, jocul minim este egal cu zero, iar jocul maxim este egal cu suma toleranţelor filetului şurubului şi piuliţei.

Din punct de vedere al asamblării pieselor filetate care se acoperă galvanic sînt reprezentative asamblările cu ajustaj alunecător la clasele de precizie fină şi mijlocie, deoarece pentru clasa de precizie grosolană grosimea straturilor depuse galvanic este neînsemnată faţă de toleranţele filetului respectiv. În cazurile ajustajelor cu frecare şi aderent, înşurubarea făcîndu-se forţat, grosimile straturilor depuse galvanic se pot lua în considerare la stabilirea strîngerilor maxime şi la calculul momentului necesar înşurubării.

În figura 1 s-a reprezentat distribuţia cîmpurilor de toleranţe pentru asamblarea a două piese filetate cu filet M 10 în clasa de precizie mijlocie cu ajustaj alunecător, împreună cu cîmpurile de toleranţe ale sculelor de execuţie.

Faţă de profilul teoretic al filetului (linia zero), toleranţa filetului piuliţei este reprezentată în partea superioară, iar toleranţa şurubului în partea inferioară.

Dacă diametrul mediu al filetului rezultă pentru piuliţă între 9,14872 şi 9,02572 mm, iar pentru şurub sub 9,02572 mm, înşurubarea se poate face uşor cu mîna. Dacă însă acelaşi diametru rezultă pentru piuliţă mai mic, iar pentru şurub mai mare, asamblarea nu mai este posibilă decît prin aplicarea unui moment de înşurubare mare, caracterul ajustajului nefiind respectat. Deoarece majoritatea pieselor filetate din clasa mijlocie şi fină (ajustaj alunecător) sînt destinate unor produse care lucrează în diferite medii ambiante, aceste piese se acoperă galvanic contra coroziunii. Grosimea stratului galvanic depus depinde de tipul produsului şi de mediul ambiant în care va lucra produsul, valorile respective fiind cuprinse în normele interne de fabricaţie.

Cînd grosimile straturilor depuse galvanic se încadrează în cîmpurile de toleranţe ale şurubului şi piuliţei nu apar greutăţi la asamblarea acestora. Deoarece mărimile cîmpurilor de toleranţe sînt stabilite pentru condiţii normale de execuţie, rezultă că în aceste condiţii, piesele obţinîndu-se în întreg cîmpul de toleranţă, este posibil ca după acoperire galvanică, unele să se poată asambla, iar altele nu.

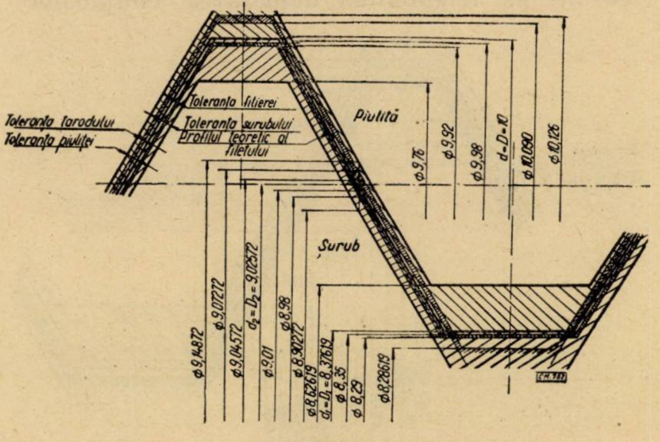


Fig. 1

Soluţiile asigurării interschimbabilităţii după acoperire sînt: asamblarea selectivă după acoperire, micşorarea cîmpurilor de toleranţe înainte de acoperire și deplasarea cîmpurilor de toleranțe înaintea acoperirii.

Asamblarea selectivă se bazează pe faptul că dintr-un lot de piese filetate, unele vor rezulta la dimensiuni mai mici, iar altele la dimensiuni mai mari; după acoperirea lor galvanică, proporția mărimii diametrelor se menține, fiind astfel posibil să se asambleze între ele. Pentru a se putea asigura această asamblare sînt necesare calibre speciale și manoperă suplimentară pentru sortare. În plus, o interschimbabilitate aproape totală se poate asigura numai în cazul loturilor cu număr foarte mare de piese, ceea ce se întîlnește rar în condițiile producției obișnuite.

Micșorarea cîmpurilor de toleranțe presupune, în primul rînd, execuția operațiilor anterioare cu toleranțe restrînse; acest lucru scumpește fabricația (prin mărirea preciziei), mărește procentajul de rebuturi și necesită SDV-uri speciale.

În același timp, pentru executarea piuliței și șurubului în cîmpuri de toleranțe mai mici, este necesar ca toleranțele tarozilor și filierelor să fie mai mici, iar amplasarea cîmpurilor de toleranțe ale sculelor să fie modificată față de amplasarea normală reprezentată în figura 1, fiind deci necesare scule speciale de filetat.

Metoda deplasării cîmpurilor de toleranțe constă în deplasarea cîmpurilor de toleranțe pentru șurub sau pentru piuliță sau pentru amîndouă cu o valoare egală cu suma grosimilor straturilor depuse galvanic pe șurub și piuliță. În acest fel, piesele respective vor avea profilul teoretic deplasat față de profilul normalizat.

Din considerente economice și organizatorice nu se recomandă deplasarea cîmpurilor de toleranțe și la șurub și la piuliță în același timp, fiind preferată doar una din variante.

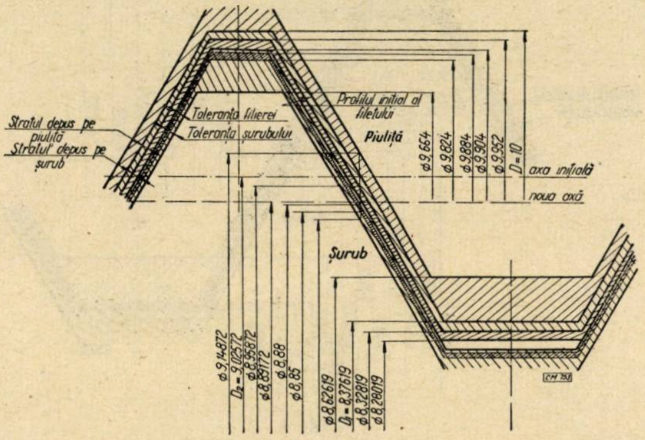

Stratul depus pe piuliță
Stratul depus pe șurub
Toleranța filierei
Toleranța șurubului
Profilul inițial al filetului
Piuliță
ϕ9,664
ϕ9,824
ϕ9,884
ϕ9,904
ϕ9,952
D=10
axa inițială
noua axă
Șurub
ϕ9,14872
D2=9,02572
ϕ8,95872
ϕ8,89172
ϕ8,88
ϕ8,85
ϕ8,62619
D1=8,37619
ϕ8,32819
ϕ8,28019
CH 753

Fig. 2

În figura 2 se vede distribuția toleranțelor șurubului, piuliței, tarodului și filierei în cazul deplasării cîmpului de toleranțe al șurubului, pentru filetul M 10, clasa de precizie mijlocie, ajustaj alunecător, în cazul acoperirii galvanice atît a șurubului, cît și a piuliței cu 20 μm/rază.

În acest caz, s-a menținut cîmpul de toleranțe al piuliței, conform STAS și s-a deplasat cîmpul de toleranță al șurubului cu o valoare egală cu suma grosimilor straturilor depuse galvanic pe șurub și pe piuliță. După filetarea pieselor, șurubul va rezulta la dimensiuni mai mici decît cele normale; după acoperirea galvanică, diametrul șurubului se va mări, iar diametrul piuliței se va micșora, astfel că asamblarea va fi posibilă conform ajustajului prescris, deplasîndu-se însă axa de simetrie a profilului față de axa indicată de STAS.

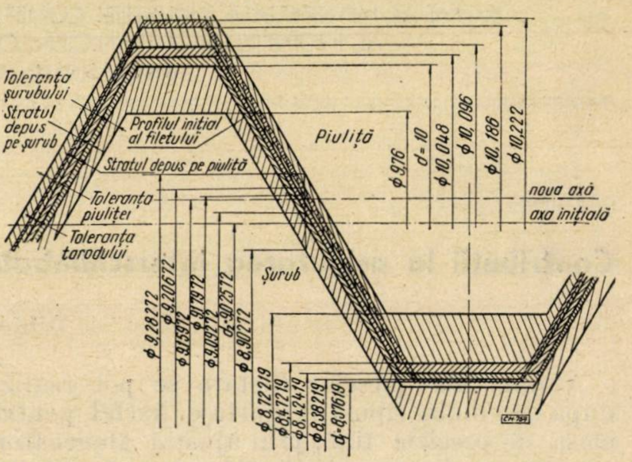

Toleranța șurubului
Stratul depus pe șurub
Profilul inițial al filetului
Stratul depus pe piuliță
Toleranța piuliței
Toleranța tarodului
Piuliță
ϕ9,76
d=10
ϕ10,048
ϕ10,096
ϕ10,186
ϕ10,222
noua axă
axa inițială
Șurub
ϕ9,28272
ϕ9,20672
ϕ9,15972
ϕ9,17972
ϕ9,09272
d2=9,02572
ϕ8,90272
ϕ8,72219
ϕ8,47219
ϕ8,42419
ϕ8,38219
d1=8,37619
CH 754

Fig. 3

Sculele utilizate pentru acest caz vor fi: tarod normal, calibru tampon normal, filieră specială, calibru inel special.

În figura 3 se arată distribuția toleranțelor șurubului, piuliței și sculelor respective pentru același filet, în cazul deplasării cîmpului de toleranță al piuliței. Șurubul se va executa cu filieră normală, iar piulița se va executa cu un tarod special cu cîmpul de toleranțe deplasat; după acoperire, piesele se vor înșuruba normal.

Alegerea uneia din soluțiile indicate de deplasare a cîmpului de toleranțe se face în funcție de condițiile tehnologice specifice. Astfel, pentru piesele filetate de diametre mari, care se pot fileta cu cuțitul, deplasarea acestor cîmpuri de toleranțe se poate realiza ușor.

În acest caz se vor executa ambele filete cu cuțitul, avînd grijă ca la stabilirea adîncimii de așchiere (reglabilă cu ajutorul tamburului gradat de pe strung) să se ia o adîncime mai mare pentru piesa al cărei cîmp se va deplasa. Sînt necesare însă calibre speciale pentru controlul piesei al cărei cîmp de toleranțe s-a deplasat.

Alegerea soluției deplasării cîmpului șurubului sau piuliței se face pe baza considerentelor tehnologice; pentru șuruburi lungi și piulițe scurte, se va deplasa cîmpul piuliței (care se poate executa mai precis, vibrațiile fiind mai mici), iar pentru cazurile cînd lungimile șurubului sînt mici, se va deplasa cîmpul de toleranţe al şurubului.

În figura 4 s-a reprezentat poziţia deplasată a cîmpului de toleranţe al şurubului M 22 cu pas de 1,5 mm împreună cu poziţiile cîmpurilor de toleranţe ale calibrelor (*T* şi *NT*) de control pentru acoperirea galvanică a şurubului şi a piuliţei, cu 20 μm/rază. După cum se vede în figură, s-a deplasat cîmpul de toleranţe al şurubului cu suma grosimii stratului depus pe şurub şi piuliţă ; s-au deplasat şi poziţiile cîmpurilor celor două calibre inel (*T* şi *NT*). În acest caz, piuliţa se execută cu tarod normal, iar şurubul se execută cu cuţitul şi se verifică cu cele două calibre speciale. După acoperirea galvanică interschimbabilitatea este totală.

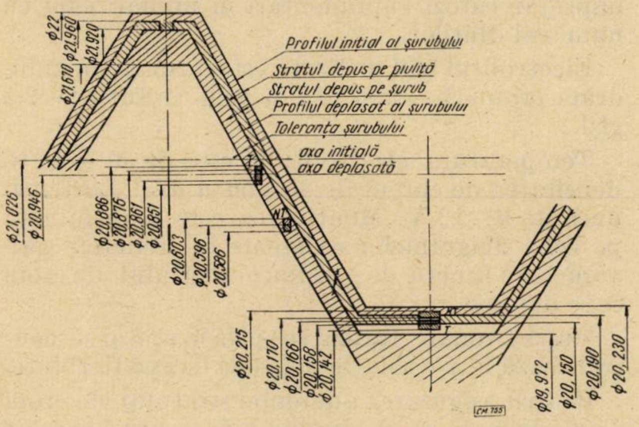


Fig. 4

Piesele filetate de dimensiuni mici, pînă la diametrul de 20 mm nu se pot executa însă, în condiţii de producţie, cu cuţitul, ci cu ajutorul tarozilor şi filierelor. În aceste cazuri, deplasarea cîmpurilor de toleranţe se va putea asigura numai prin construirea unor scule speciale cu profilul deplasat faţă de profilul normal.

Din cauza greutăţilor de execuţie, în general nu se execută filiere speciale pentru filete acoperite galvanic, ci în majoritatea cazurilor se execută tarozi speciali. Tehnologia tarozilor speciali este identică cu tehnologia tarozilor obişnuiţi pînă la rectificarea şi detalonarea filetului, operaţii care se fac pe maşina de rectificat filet.

În general însă, tarozii normali se execută centralizat, iar tarozii speciali sînt construiţi după necesităţi, de fiecare uzină. Deoarece însă nu fiecare uzină este înzestrată cu maşini de rectificat filet, pentru rezolvarea interschimbabilităţii pieselor filetate acoperite galvanic este necesar ca să se găsească şi alte soluţii de deplasare a cîmpului de toleranţe al sculei.

În scopul rezolvării acestei probleme autorul a realizat experimentări privind deplasarea cîmpului de toleranţe al tarodului prin acoperirea galvanică a acestuia. După cum rezultă din figura 3 (în cazul filetului M 10), cîmpul de toleranţe al tarodului s-a deplasat faţă de cîmpul iniţial cu suma grosimilor straturilor depuse pe şurub şi piuliţă.

Pentru o acoperire galvanică a şurubului şi a piuliţei cu cîte 20 μm/rază s-au mărit dimensiunile tarodului prin galvanizare cu 50 μm/rază (20 μm pentru şurub, 20 μm pentru piuliţă şi 10 μm pentru compensarea erorilor profilului din cauza depunerii neuniforme pe tarod).

Prin acoperirea galvanică (cromarea dură) a tarodului s-a constatat că vîrfurile filetului tarodului se rotunjesc (fig. 5).

Această rotunjire determină apariţia unei mici abateri de la profilul teoretic al filetului tarodului (unghiului flancurilor) care însă este neînsemnată şi se poate compensa prin mărirea diametrului tarodului cromat (cei 10 μm/rază menţionaţi).

Din punct de vedere al tehnologiei filetării, raza mărită din vîrful dintelui determină mărirea forţei de aşchiere la filetare ; se impune deci ca la filetarea cu aceşti tarozi să se utilizeze o viteză de aşchiere spre limita inferioară (din tabelele existente).

Pentru a îmbunătăţi proprietăţile aşchietoare ale unui tarod cromat este necesar ca după cromare să se execute o reascuţire pe faţa de degajare a dinţilor.

Pentru experimentare s-a executat un lot de şuruburi şi piuliţe M 10 în aceleaşi condiţii tehnologice, aceeaşi maşină, aceleaşi portscule, acelaşi regim de aşchiere. Jumătate din numărul piuliţelor au fost filetate cu un tarod normal, iar jumătate cu un tarod cromat. Atît şuruburile, cît şi piuliţele au fost zincate, depunîndu-se 20 μm/rază. După zincare, s-a încercat înşurubarea manuală a piuliţelor şi şuruburilor şi s-au constatat aspec-

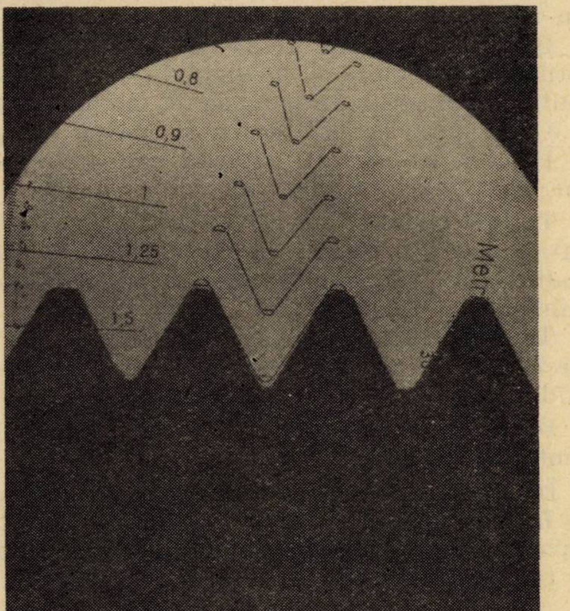


Fig. 5

tele menționate în tabela 1 în legătură cu variația numărului spirelor de înşurubare în funcție de felul tarodului folosit pentru filetarea piulițelor.

Tabela 1

Numărul spirelor de înşurubare	Numărul de piulițe corespunzător numărului spirelor de înşurubare, în procente din numărul total de piulițe din lot	
	tarod normal	tarod cromat
0,2	30	
0,25	30	
0,335	12,5	
0,5	20	
0,67	7,5	
1,5		5
2		15
3		20
4		15
toate		45

Astfel, piulițele executate cu tarod normal, după acoperire, au fost înşurubate cu mîna pe şuruburi acoperite, numai cîte 0,2∼0,67 spire; pentru piulițele executate cu tarod cromat s-au înşurubat cu mîna între 1,5 şi 4 spire, în procent total de 55 % din numărul de piulițe executate cu acest tarod, iar 45 % au fost înşurubate complet cu mîna.

Din cele expuse reiese evident avantajul utilizării tarodului cromat. Piulițele care nu au putut fi înşurubate complet cu mîna (ci doar 1,5 ∼ 4 spire) se pot înşuruba uşor cu o cheie.

În ceea ce priveşte cromarea dură a tarozilor, apar în continuare unele indicații [2].

Tarozii trebuie degresați timp de 5 — 15 min într-o baie cu următorul electrolit: tiosulfat de sodiu — 25 gf/l; sodă caustică — 10 gf/l şi sodă calcinată — 20 gf/l.

Temperatura electrolitului trebuie să fie de 70—90°C, iar intensitatea de curent de 5—10 A/dm^2.

După degresare, tarozii se spală în apă fierbinte (la 50—80°C).

Înlăturarea peliculelor de oxizi de pe tarozi se face printr-o decapare cu curent de polaritate inversă, într-o baie conținînd anhidridă cromică —140 ∼ 150 gf/l şi acid sulfuric — 1,5 gf/l.

Temperatura electrolitului va fi de 18—20°C, densitatea de curent de 15 ∼ 20 A/dm^2, tensiunea de 6 V, iar menținerea de 2∼5 min.

După decapare, tarozii se introduc în baia de cromare unde se suspendă, montîndu-se de jur împrejur catozi suplimentari în număr egal cu numărul dinților.

Electrolitul băii utilizate este format din anhidridă cromică — 250 gf/l şi acid sulfuric — 2,5 gf/l.

Temperatura electrolitului este de 50 — 55°C, densitatea de curent de 40—50 A/dm^2, iar tensiunea de 6—12 V. Menținerea este determinată pe baza diagramelor existente în atelierele galvanice, în funcție de grosimea stratului de crom ce se depune.

După cromare, tarozii se spală în apă şi se neutralizează într-o soluție 3 % sodă în apă fierbinte.

Pentru asigurarea aderenței stratului de crom depus trebuie să se elimine hidrogenul absorbit în timpul electrolizei, ceea ce se face prin menținerea tarozilor într-un cuptor la 180 — 200°C timp de 1∼1,5 ore.

În concluzie, pentru asigurarea interschimbabilității pieselor filetate acoperite galvanic, se recomandă următoarele soluții:

— execuția normală a pieselor şi asamblarea lor selectivă, aplicabilă la serii mari;

— executarea filetelor cu cuțitul şi deplasarea cîmpului de toleranțe la şurub sau la piuliță, prin reglarea adîncimii de aşchiere, soluție aplicabilă pentru filete de diametre mari;

— construirea de tarozi speciali cu cîmpul de toleranțe deplasat față de cel normal, soluție aplicabilă în uzinele înzestrate cu maşini de rectificat filet;

— executarea piulițelor cu tarozi la care s-a deplasat cîmpul de toleranțe prin cromare dură.

BIBLIOGRAFIE

[1[*Goberman, P. N.* Capacitatea de înşurubare a filetelor prevăzute cu depuneri protectoare. Bucureşti, I.D.T., 1955.

[2] *Kuznețov, F. I.* şi *Itkin, A. L.* Recondiționarea repetată a sculelor. Bucureşti, I.D.T., 1963.

[3] *Lăzărescu, I. D.* Toleranțe, ajustaje, calibre. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

[4] *Popescu, I.* Metode şi dispozitive noi folosite la filetare. Bucureşti, I.D.T., 1963.

[5] *Popescu, I.* Probleme privind interschimbabilitatea pieselor filetate prevăzute cu straturi protectoare. În: Comunicări tehnice „Electroputere", decembrie 1963.

CZ 621.831.001.4;620.178.3

Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate

BERNARD HOROVITZ, MIHAI CRUDU, DAN PERJU şi MARCU BALEKICS

Se conturează în ultimul timp tendinţa, justificată de altfel, de a se renunţa la încercări de oboseală şi durabilitate a materialelor şi organelor de maşini pe baza metodei Wöhler, căutîndu-se să se concentreze încercarea pe caracteristica ce se urmăreşte a fi determinată.

În cazul determinării limitei de oboseală (durabilitate nelimitată) se încearcă probele prin metoda treptelor sau prin alte metode care permit o prelucrare statistică a rezultatelor încercărilor [1], [4], [5], [6].

Totodată, pentru reducerea timpului de încercare şi a numărului de încercări necesare pentru determinarea rezistenţei la oboseală se utilizează în ultimul timp metoda sarcinii progresive a lui Prot, Locati etc.

Metoda Prot constă în încărcarea progresivă a probei, solicitarea crescînd proporţional cu numărul de solicitări n pînă la rupere. Solicitînd probele cu diferite viteze de încărcare u, se obţin diferite tensiuni de rupere σ_u.

Dacă se trec valorile obţinute într-un sistem de coordonate $u - \sigma_u$, intersecţia curbei $\sigma_u = f(u)$ cu axa ordonatelor reprezintă pe ordonată limita la oboseală $\sigma_{-1} (u = 0)$. Pentru ca funcţia $\sigma_u = f(u)$ să fie o dreaptă se reprezintă pe scara absciselor prin valoarea $u^{1/2}$ sau $u^{1/3}$ sau printr-un alt exponent adecvat [1].

Metoda prezintă un deosebit interes dacă se urmăreşte precizarea influenţei unor anumite mărimi asupra rezistenţei la oboseală, cînd este suficientă obţinerea unor valori comparative ale lui σ_u.

Printr-o prelucrare matematică a rezultatelor încercărilor, metoda sarcinii progresive se poate aplica şi la determinarea diagramei corespunzătoare zonei neasimptotice a curbei Wöhler, adică la încercări de durabilitate limitată.

În felul acesta metoda de încercare a materialelor şi organelor de maşini cu sarcină progresivă se pretează la stabilirea limitei la oboseală (durabilitate nelimitată), cum şi la încercări la durabilitate limitată. Avantajul metodei constă în aceea că aceleaşi rezultate experimentale se pot utiliza atît pentru determinarea limitei la oboseală (atunci cînd aceasta există), cît şi pentru determinarea diagramei de durabilitate (a curbei Wöhler).

În cazul încercărilor la durabilitate se impune determinarea experimentală a diagramei de durabilitate.

După Oding şi Weibull, curba de durabilitate poate fi reprezentată de o funcţie hiperbolică de forma :

$$(\sigma - \sigma_{-1})^m N = K, \qquad (1)$$

unde σ reprezintă tensiunea la care s-a produs ruperea probei după N cicluri de solicitare.

În cazul organelor de maşini cu durabilitate limitată (curba Wöhler continuu descrescătoare), relaţia devine :

$$\sigma^m N = K. \qquad (1')$$

Dacă u viteza de creştere a sarcinii este constantă, tensiunea la încărcarea progresivă va creşte liniar :

$$\sigma = \sigma_{in} + un, \qquad (2)$$

în care σ_{in} este tensiunea iniţială care se ia egală cu σ_{-1} pentru organe de maşini cu rezistenţă la oboseală şi zero pentru cele ce nu au rezistenţă la oboseală ; n reprezintă un număr de cicluri oarecare.

Luînd în considerare relaţia lui Miner privind cumularea deteriorărilor :

$$\int_{\sigma_{in}}^{\sigma_u} \frac{dn}{N} = 1, \qquad (3)$$

Henri [4] a obţinut următoarea expresie :

$$(\sigma_u - \sigma_{-1})^{m+1} = (m + 1) Ku, \qquad (4)$$

valabilă pentru organele de maşini cu limită la oboseală, unde σ_u este tensiunea de rupere la încărcarea progresivă.

Pentru organele de maşini cu durabilitate limitată, relaţia (4) devine :

$$\sigma_u^{m+1} = (m + 1) Ku. \qquad (4')$$

Într-un sistem de coordonate logaritmice $u - \sigma_u$, relaţiile (4) şi (4′) sînt drepte.

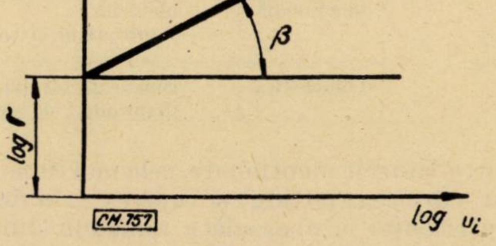


Fig. 1

Coeficientul unghiular este (fig. 1 — diagrama $\log \sigma_i = f(\log u_i)$ pentru tensiunea de încovoiere) :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{m + 1}. \qquad (5)$$

Ridicînd experimental diagrama $\sigma = \sigma(u)$ și reprezentînd-o în coordonate logaritmice, se poate determina unghiul β și apoi se poate calcula exponentul m al diagramei de durabilitate :

$$m = \operatorname{ctg} \beta - 1. \tag{5'}$$

Dacă se logaritmează expresia (4') și se pune condiția $\log u = 0$ și $K = \sigma_1^m \cdot N_1$, se obține :

$$\log \sigma_1 = \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta} [\log \sigma - \operatorname{tg} \beta (\log N_1 + + \log \operatorname{ctg} \beta)], \tag{6}$$

în care :

$\log \sigma$ este ordonata la origine a dreptei în figura 1 ;
N_1 — numărul de cicluri luat ca bază a încercărilor ;
σ_1 — tensiunea de rupere corespunzătoare lui N_1 admis :
$\operatorname{tg} \beta$ — panta dreptei din figura 1.

Pentru determinarea caracteristicii $\sigma = \sigma(N)$ la organe de mașini cu durabilitate limitată se calculează cu relația (6) două tensiuni de rupere pentru două numere de cicluri admise, iar prin cele două puncte ($\log N$, $\log \sigma$) se trasează o dreaptă care reprezintă diagrama de durabilitate limitată.

În cele ce urmează se realizează o încercare de aplicare a metodei sarcinii progresive în cazul roților dințate.

Cauzele de ieșire din serviciu a roților dințate sînt multiple, așa cum rezultă din tabela 1.

Tabela 1

Cauza ieșirii din uz a angrenajului	Felul cauzei	
Distrugerea flancurilor	funcțională	— ciupire progresivă — strivire a flancului — gripare — uzură abrazivă
	tehnologică	— ciupire limitată — fisuri pe flanc și exfoliere
Ruperea dinților	funcțională	— oboseală — suprasarcini și șocuri
	tehnologică	— rupere a colțului — desprinderi de așchii

Dintre cauzele menționate, cele mai importante sînt ciupirea (pitting) și ruperea prin depășirea rezistenței la oboseală a rădăcinii dintelui.

Datorită faptului că ieșirea din uz a dintelui poate avea loc fie din cauza ruperii, fie din cauza ciupirii, la încercarea roților dințate prin metoda sarcinii progresive trebuie să se ia astfel de măsuri încît ieșirea din uz să aibă loc exclusiv din cauza unuia dintre cele două fenomene.

Aceasta este posibil prin aplicarea metodei Z_{cr} [2]. Aplicînd metoda Z_{cr} se poate alege numărul de dinți astfel încît să se asigure ieșirea din uz a angrenajului numai datorită ruperii dinților la oboseală sau numai datorită distrugerii flancului dintelui prin ciupire. În acest din urmă caz se stabilește un criteriu unitar de apreciere a ciupiturilor pentru care se consideră că funcționarea nu mai este posibilă.

În relația pentru calculul lui Z_{cr} :

$$Z_{cr} = 2{,}5\ 10^4 \frac{i+1}{i} \cdot \frac{y}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{\sigma_0'}{\sigma_k^2}, \tag{7}$$

în care :

i este raportul de transmitere ;
y — coeficientul de formă ;
α — unghiul de angrenare,

se introduce rezistența la oboseală la ciclu pulsator a rădăcinii dintelui σ_0' ținîndu-se seamă de caracteristicile de material și formă și de rezistența la ciupire prezumtivă pentru materialul studiat (σ_K).

Așa cum s-a arătat, metoda se poate aplica atît pentru determinarea rezistenței la oboseală a rădăcinii dintelui, respectiv a flancului la ciupire (pitting), cît și pentru determinarea diagramei de durabilitate (în cazul angrenajelor lucrînd la o durabilitate limitată).

Pentru determinarea rezistenței la rupere la încovoiere σ_i a bazei dintelui se pot aplica relațiile (4) sau (4'), deoarece viteza de creștere u_i a sarcinii este constantă.

La studiul presiunii de contact σ_K nu se mai pot aplica relațiile amintite, deoarece viteza de încărcare u_K nu mai este constantă.

Legătura dintre presiunea de contact și tensiunea de încovoiere [2] este de forma :

$$\sigma_K = c_1 \sqrt{\sigma_i}\,. \tag{8}$$

Luînd în considerare și relația (2) se obține pentru σ_K expresia :

$$\sigma_K = c \sqrt{n}. \tag{8'}$$

Făcînd diferențiala totală a relației (8') :

$$\mathrm{d} \sigma_K = \frac{c}{2 \sqrt{n}} \mathrm{dn},$$

se poate obține viteza momentană de încărcare în funcție de numărul de cicluri realizat pînă la momentul considerat :

$$u_K = \frac{\mathrm{d} \sigma_K}{\mathrm{d} n} = \frac{c}{2 \sqrt{n}} \cdot \tag{9}$$

Se observă că u_K variază hiperbolic în funcție de numărul de cicluri ; c depinde de viteza de încărcare la încovoiere u_i

Din relațiile (1'), (3) și (8,) se deduce următoarea expresie pentru tensiunea de ciupire la sarcină progresivă :

$$\sigma_{ku}^{m+2} = c^2 K_K \frac{m+2}{2}, \tag{10}$$

care, logaritmată, determină o dreaptă în sistemul de coordonate $c - \sigma_{Ku}$:

$$\log \sigma_{Ku} = \frac{2}{m+2} \log c + \frac{1}{m+2} \log K_K \frac{m+2}{2} \cdot (11)$$

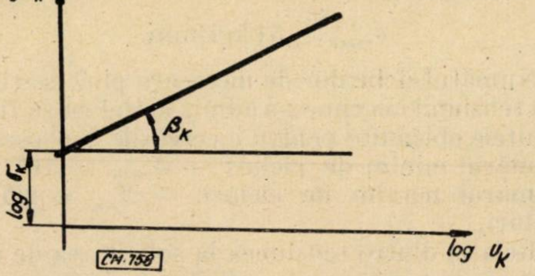


Fig. 2

Coeficientul unghiular al acestei drepte este (fig. 2 — diagrama log $\sigma_{Ku} = f(\log u_K)$ pentru presiunea de contact:

$$\mathrm{tg}\ \beta_K = \frac{2}{m+2}, \tag{12}$$

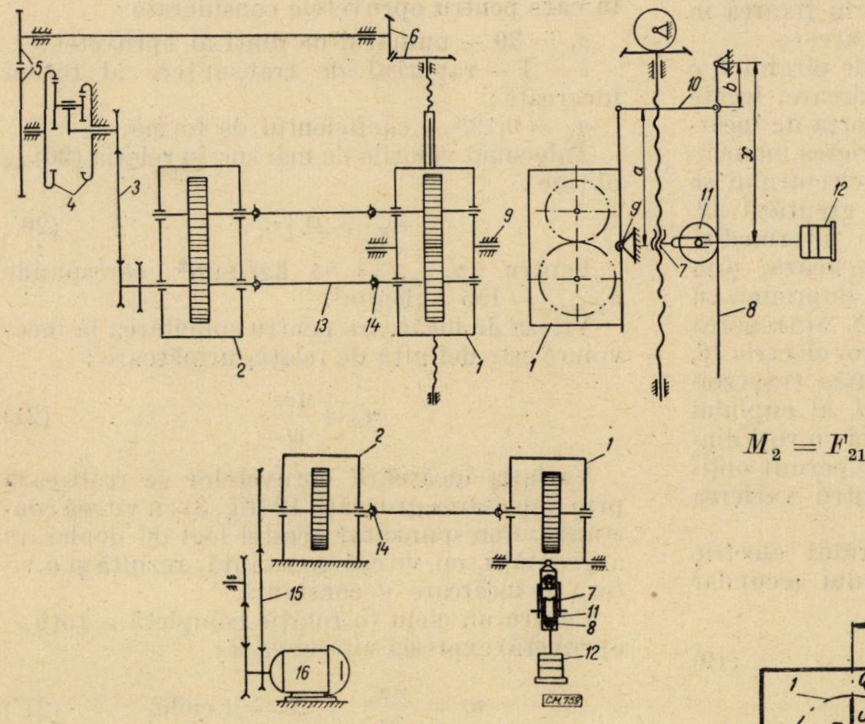


Fig. 3

de unde:

$$m = 2(\mathrm{ctg}\ \beta_K - 1). \tag{13}$$

Pentru determinarea caracteristicii $\sigma_{Ku} = \sigma_{Ku}(N)$ se procedează ca şi în cazul analizat mai sus.

Standul de încercat roţi dinţate cu sarcină progresivă se compune din două circuite distincte: circuitul principal — închis — care realizează momentele de torsiune necesare încărcării şi circuitul secundar — deschis — care realizează încărcarea progresivă la un regim impus de viteza de încărcare.

În cadrul standului realizat (fig. 3), circuitul principal (închis) se compune din: reductorul de încercat roţi dinţate *1*, reductorul de returnare *2* (necesar pentru închiderea circuitului), arborii intermediari *13* legaţi de arborii reductoarelor prin intermediul cuplajelor cardanice *14*. Încărcarea circuitului se face prin bascularea reductorului *1*, faţă de batiu, prin intermediul lagărului *9*, conform schemei din figura 4.

Dacă asupra reductorului basculant acţionează forţa exterioară G, momentului acestuia faţă de punctul de oscilaţie al reductorului ($M_e = G.a$) i se opune momentul de reacţiune RA (R fiind reacţiunea din lagărele arborilor roţilor dinţate, iar A distanţa dintre axe).

Apariţia reacţiunii R în lagărele reductorului atestă apariţia concomitentă a acţiunii şi reacţiunii (Q_{12}, Q_{21}) dintre flancurile dinţilor roţilor dinţate *1* şi *2* montate în reductor. Momentele de torsiune realizate în cele două ramuri ale circuitului compus din cele două reductoare, prin aplicarea momentului exterior M_e, se determină astfel:

$$M_e = RA; \tag{14}$$

$$F_{12} = F_{21} = R = \frac{M_e}{A}; \tag{15}$$

$$M_1 = F_{12} \frac{D_1}{2} = \frac{M_e}{A} \frac{D_1}{2} =$$

$$= \frac{M_e}{2} \frac{D_1}{\frac{D_1 + D_2}{2}} = M_e \frac{1}{1 + i_{12}}; \tag{16}$$

$$M_2 = F_{21} \frac{D_2}{2} = \frac{M_e}{A} \frac{D_2}{2} = \frac{M_e}{2} \frac{D_1}{\frac{D_1 + D_2}{2}} =$$

$$= M_e \frac{1}{1 + i_{21}}. \tag{16}$$

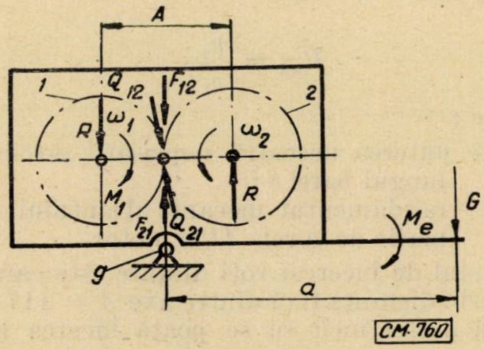


Fig. 4

Pentru cazul în care standul este antrenat astfel ca sensul de rotaţie al roţilor dinţate să fie cel indicat pe figură, roata *1* este motoare, iar roata *2*, condusă. Cu schimbarea sensului de rotaţie se schimbă rolul celor două roţi.

În cazul standului realizat $i_{12} = i_{21} = 1$, deci :

$$M_1 = M_2 = \frac{M_e}{2}.$$

Antrenarea ambelor circuite se face de la motorul electric *16*, prin intermediul transmisiilor cu curele trapezoidale *15* şi *3*.

Cantitatea de energie necesară antrenării circuitului principal este echivalentă cu energia consumată pentru învingerea frecărilor din lanţul cinematic care constituie conturul.

Dacă randamentul mecanic total al conturului este η_1, atunci cota-parte din puterea motorului care revine circuitului principal al standului va fi :

$$P_{m1} = P_1 (1 - \eta_1), \tag{18}$$

în care :

$P_1 = \frac{\omega_1 M_1}{102}$, kW, reprezintă puterea medie circulată pe contur.

Circuitul secundar al standului este cel care hotărăşte regimul de încărcare, prin fixarea în mod corespunzător a vitezei de încărcare.

El se compune dintr-un sistem de pîrghii *1*, *8* pentru amplificarea forţei de încărcare, legate între ele prin bara cu cuţite *10*. Forţa de încărcare este dată de greutatea *12*. Varierea momentului exterior M_e de încărcare a circuitului se obţine prin modificarea braţului greutăţii *12*. Modificarea braţului se face prin intermediul cuplului şurub-piuliţă *7* care antrenează, prin intermediul unei furci, rola *11* şi, împreună cu aceasta, greutatea în lungul barei *8*. Antrenarea şurubului *7* se face de la acelaşi motor electric *16*, prin intermediul transmisiei cu curea trapezoidală *3*, al reductorului planetar *4*, al cuplului de roţi de schimb *5* şi al transmisiei cu roţi dinţate conice *6*. Roţile de schimb *5* permit obţinerea a 11 trepte de turaţii pentru varierea încărcării.

Cota-parte din puterea motorului electric de antrenare, care revine circuitului secundar este :

$$P_{m2} = \frac{P_2}{\eta_2}, \tag{19}$$

în care :

P_2 este puterea necesară deplasării sarcinii în lungul barei *8* ;

η_2 — randamentul mecanic al lanţului cinematic de la rola *11* la motor.

Standul de încercat roţi dinţate este caracterizat prin distanţa fixă dintre axe $A = 117$ mm, admisă astfel încît să se poată încerca roţile dinţate-epruvete tipizate, în cadrul catedrei noastre, cu următoarele caracteristici :

$m = 3$; $z = 39$; $i = 1$; $A_0 = 117$ mm ; $B = 10$ mm.

Epruveta este încercată fie pînă la ruperea dinţilor, fie pînă la apariţia ciupiturilor în funcţie de solicitarea periculoasă. Tensiunea maximă de încovoiere a fost determinată în funcţie de caracteristicile materialelor folosite uzual pentru confecţionarea roţilor dinţate.

Se admite [2] :

$$\sigma'_{i\,max} = 54 \text{ kgf/mm}.$$

Numărul ciclurilor de încercare pînă la atingerea tensiunii maxime s-a admis astfel ca să fie în limitele obişnuite pentru încercările la oboseală : numărul minim de cicluri — $N_{min} = 10^6$, iar numărul maxim de cicluri — $N_{max} = 2{,}5 \cdot 10^7$ cicluri.

Relaţia dintre tensiunea la solicitarea de contact σ_k şi tensiunea la solicitarea de încovoiere σ_i este următoarea [2] :

$$\frac{\sigma_i}{\sigma_K^2} = \frac{i\, z_1}{6{,}8 \cdot 10^4\, y_i\, (i + 1)}$$

sau :

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{6{,}8 \cdot 10^4\, y_i\, (i + 1)\, \sigma_i}{z_1 i}}, \tag{20}$$

în care pentru epruvetele considerate :

$z_1 = 39$ — numărul de dinţi ai epruvetei ;

$i = 1$ — raportul de transmitere al roţilor încercate ;

$y_1 = 0{,}125$ — coeficientul de formă.

Înlocuind valorile de mai sus în relaţia (20) se obţine :

$$\sigma_K = 21 \sqrt{\sigma_i}. \tag{20'}$$

Pentru $\sigma_{i\,max} = 54$ kgf/mm² corespunde $\sigma_{K\,max} = 155$ kgf/mm².

Viteza de încărcare pentru solicitarea la încovoiere este definită de relaţia următoare :

$$u_i = \frac{d\sigma_i}{dt}. \tag{21}$$

Variaţia încărcării epruvetelor se realizează prin deplasarea greutăţii 12 (fig. 3) cu viteză constantă. Corespunzător acestei legi de deplasare a greutăţii, cu viteză constantă, rezultă şi o viteză de încărcare u_i constantă.

Pentru un ciclu (o rotaţie completă a roţii — epruvetă) expresia vitezei va fi :

$$u_i = \frac{\Delta\sigma_i}{\Delta t} \;;\; \Delta t = 1 \text{ ciclu}. \tag{21'}$$

Pentru σ_i se poate scrie [3] :

$$\sigma_i = \frac{0{,}68\, K_i\, M_t}{m^2\, z\, y\, B}, \tag{22}$$

în care :

$K_i = 1$ reprezintă un coeficient de suprasarcină ;

M_t, kgf mm — momentul de torsiune transmis ;

$B = 10$ mm — lăţimea roţii.

Deoarece singura variabilă în timpul încercării este M_t, se poate scrie :

$$\Delta\sigma_i = \frac{0{,}68\, K_i}{m^2 z y B} \Delta M_t .$$

Momentul de torsiune creat de sistemul de încărcare în reductorul cu roţile epruvete se poate determina cu următoarea relaţie în care se folosesc notaţiile din figura 3 :

$$M_t = \frac{Ga}{2b} x, \qquad (23)$$

singura variabilă în această relaţie fiind x.

Prin diferenţiere se obţine :

$$\Delta M_t = \frac{Ga}{2b} \Delta x ;$$

Δx reprezentînd deplasarea greutăţii *12* pentru o rotaţie completă a roţii dinţate epruvetă.

În final se obţine următoarea expresie a vitezei de încărcare la încovoiere :

$$u_1 = \frac{0{,}68\, K_i\, G a p}{2m^2 z y B b\, i_c\, i_{pl}\, i_{rs}\, i_{rc}} \text{ kgf/mm}^2 \text{ ciclu}, \qquad (24)$$

unde :

p reprezintă pasul şurubului conducător *7* ;

$i = \frac{n_1}{n_s}$ — raportul de transmitere între motorul electric şi şurubul conducător ($i = i_c\, i_{p1}\, i_{rs}\, i_{rc}$) ; (25)

$i_c = 2$ — raportul de transmitere al transmisiei prin curele 3 ;

$i_{pl} = 5041$ — raportul de transmitere al reductorului planetar *4* ;

i_{rs} — raportul de transmitere al roţilor de schimb *5* ;

$i_{rc} = 3$ — raportul de transmitere al roţilor conice ***6***.

În cazul încercărilor realizate se obţine următoarea dependenţă între viteza de încărcare şi raportul de transmitere al roţilor de schimb i_{rs} :

$$u_i = \frac{10^{-5}}{i_{rs}}, \text{ kgf/mm}^2 \text{ ciclu}. \qquad (26)$$

Folosind relaţia (22), se calculează momentul de torsiune maxim produs de sistemul de încărcare, corespunzător tensiunii maxime :

$$\sigma_{imax} = 54 \text{ kgf/mm}^2 ;$$

$$M_{tmax} = 35\,000 \text{ kgfmm}.$$

Din relaţia (23) se poate calcula greutatea necesară pentru obţinerea momentului de torsiune maxim la poziţia extremă a greutăţii (cea mai îndepărtată de punctul de sprijin) :

$$G = \frac{2b\, M_{tmax}}{a x_{max}} = 16 \text{ kgf},$$

sistemul de pîrghii fiind static echilibrat.

Momentul de torsiune minim $M_{t\,min}$ se obţine pentru greutatea în poziţia extremă (cea mai apropiată de punctul de sprijin al pîrghiei 8) :

$$M_{tmin} = \frac{Ga}{2b} x_{min} = 2\,400 \text{ kgfmm}.$$

Corespunzător acestui moment, din relaţia (22) se calculează tensiunea minimă de încărcare a bazei dinţilor roţii dinţate epruvetă ($\sigma_{imin} = 4 \text{ kgf/mm}^2$).

Din relaţia (20′) rezultă : $\sigma_K = 21 \sqrt{\sigma_i} = 42$ kgf/mm².

Avînd în vedere că viteza de încărcare este constantă şi că s-a admis iniţial numărul maxim şi minim de cicluri necesare pentru creşterea tensiunii de încovoiere de la σ_{imin} la σ_{imax}, rezultă următoarele limite ale vitezelor de încărcare :

$$u_{imin} = \frac{\Delta\sigma}{N_{max}} = \frac{\sigma_{imax} - \sigma_{imin}}{N_{max}} = \frac{50}{2{,}5 \cdot 10^7} =$$

$$= 2.10^{-6} \text{ kgf/mm}^2 \text{ ciclu} ;$$

$$u_{imax} = \frac{\Delta\sigma}{N_{min}} = \frac{50}{10^6} = 5.10^{-5} \text{ kgf/mm}^2 \text{ ciclu}.$$

Din relaţia (26) rezultă următorul raport între $i_{rs\,max}$ şi $i_{rs\,min}$:

$$\frac{i_{rs\,max}}{i_{rs\,min}} = \frac{u_{i\,max}}{u_{i\,min}} = 25.$$

Admiţîndu-se că $u_{i\,max}$ se obţine prin multiplicare şi $u_{i\,min}$ prin reducere şi că $i_{rs\,min} = \frac{1}{i_{rs\,max}}$, se obţine :

$$i^2_{rs\,max} = 25 ;$$

$$i_{rs\,max} = 5 ;$$

$$i_{rs\,min} = \frac{1}{5} .$$

Rapoartele de transmitere arătate mai sus se pot realiza printr-o singură treaptă.

Schimbarea rapoartelor de transmitere se face prin schimbarea ambelor roţi, deoarece distanţa dintre axe este constantă şi egală, $A = 120$ mm.

Intervalul de viteze de încărcare dintre $u_{i\,max}$ şi $u_{i\,min}$ s-a împărţit în 11 trepte care formează o progresie geometrică. Raţia acestei progresii este :

$$q = \sqrt[10]{\frac{u_{imax}}{u_{imin}}} = \sqrt[10]{25} = 1{,}38.$$

Din relaţiile (2), (8′) şi (20′) se determină valoarea lui c :

$$c = 21 \sqrt{u_i} . \qquad (27)$$

În tabela 2 apar vitezele de încărcare la încovoiere, numărul de dinţi ai roţilor de schimb, raportul de transmitere şi c.

În tabela 3 apare viteza de încărcare la presiunea de contact u_K, iar în figura 5 funcţia $u_K = f(\log N)$ pentru standul proiectat.

Tabela 2

$10^6 u_i$, kgf/mm² ciclu	2	2,77	3,81	5,2	7,15	10	14	19,2	26,3	36,1	50
z_1	20	26	33	41	50	60	70	79	87	94	100
z_2	100	94	87	79	70	60	50	41	33	26	20
i_{rs}	5	3,61	2,63	1,92	1,40	1	1/1,40	1/1,92	1/2,63	1/3,61	1/5
$10^2 C$	2,98	3,5	4,1	4,8	5,65	6,64	7,85	9	10,8	12,6	14,9

Tabela 3

i_{rs} \ N	10^4	5.10^4	10^5	5.10^5	10^6	5.10^6	10^7	5.10^7
5	$1,48 \cdot 10^{-4}$	$6,61 \cdot 10^{-5}$	$4,68 \cdot 10^{-5}$	$2,09 \cdot 10^{-5}$	$1,48.10^{-5}$	$6,61.10^{-6}$	$4,68.10^{-6}$	$2,09.10^{-6}$
3,61	$1,75 \cdot 10^{-4}$	$7,8 \cdot 10^{-5}$	$5,55 \cdot 10^{-5}$	$2,48 \cdot 10^{-5}$	$1,75.10^{-5}$	$7,8.10^{-6}$	$5,55.10^{-6}$	$2,48.10^{-6}$
2,63	$2,05 \cdot 10^{-4}$	$9,2 \cdot 10^{-5}$	$6,5 \cdot 10^{-5}$	$2,9 \cdot 10^{-5}$	$2,05.10^{-5}$	$9,2.10^{-6}$	$6,5.10^{-6}$	$2,9.10^{-6}$
1,92	$2,4.10^{-4}$	$1,07.10^{-4}$	$7,6.10^{-5}$	$3,39.10^{-5}$	$2,4.10^{-5}$	$1,07.10^{-5}$	$7,6.10^{-6}$	$3,39.10^{-6}$
1,40	$2,81.10^{-4}$	$1,25.10^{-4}$	$8,9.10^{-5}$	$3,97.10^{-5}$	$2,81.10^{-5}$	$1,25.10^{-5}$	$8,9.10^{-6}$	$3,97.10^{-6}$
1	$3,33.10^{-4}$	$1,48.10^{-4}$	$1,05.10^{-4}$	$4,7.10^{-5}$	$3,33.10^{-5}$	$1,48.10^{-5}$	$1,05.10^{-5}$	$4,7.10^{-6}$
1/1,40	$3,93.10^{-4}$	$1,74.10^{-4}$	$1,24.10^{-4}$	$5,53.10^{-5}$	$3,93.10^{-5}$	$1,74.10^{-5}$	$1,24.10^{-5}$	$5,53.10^{-6}$
1/1,92	$4,6.10^{-4}$	$2,05.10^{-4}$	$1,46.10^{-4}$	$6,5.10^{-5}$	$4,6.10^{-5}$	$2,05.10^{-5}$	$1,46.1^{-5}$	$6,5.10^{-6}$
1/2,63	$5,4.10^{-4}$	$2,4.10^{-4}$	$1,7.10^{-4}$	$7,13.10^{-5}$	$5,4.10^{-5}$	$2,4.10^{-5}$	$1,7.10^{-5}$	$7,13.10^{-6}$
1/3,61	$6,32.10^{-4}$	$2,82.10^{-4}$	$2 .10^{-4}$	$8,95.10^{-5}$	$6,32.10^{-5}$	$2,82.10^{-5}$	2.10^{-5}	$8,95.10^{-6}$
1/5	$7,45.10^{-4}$	$3,32.10^{-4}$	$2,36.10^{-4}$	$1,05.10^{-6}$	$7,45.10^{-5}$	$3,32.10^{-5}$	$2,36.10^{-6}$	$1,05.10^{-5}$

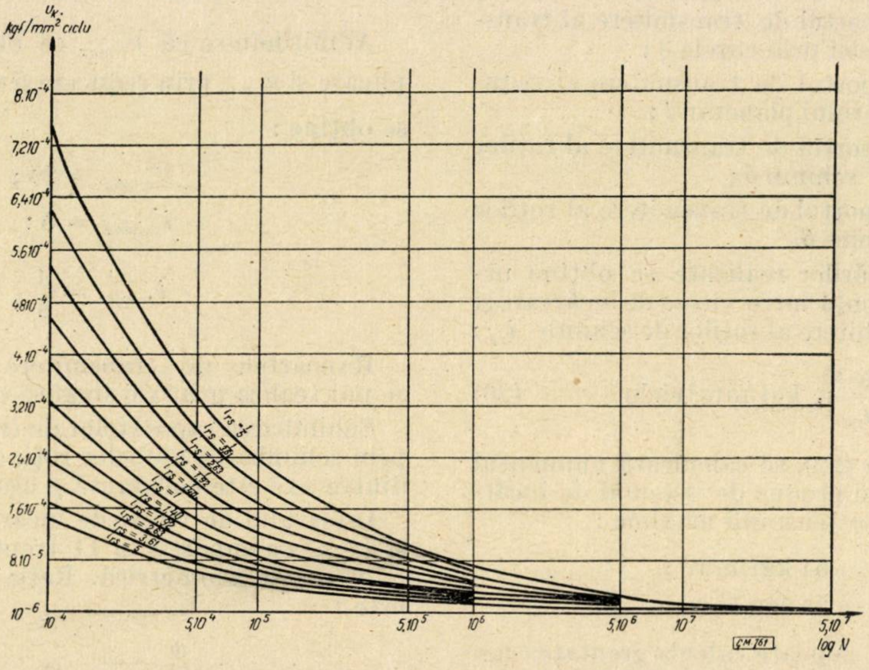


Fig. 5

Se determină şi viteza de încărcare la solicitarea de contact pentru standul proiectat cu relaţia (9).

Dependenţa $u_K = u_K(i_{rs}, N)$ se trece în tabela 3 şi în figura 5.

După cum se vede cele 11 trepte de încărcare se obţine prin intermediul unui set de 12 roţi de schimb.

Schimbarea roţilor se poate face uşor, deoarece ele sînt aşezate în consolă.

Construcția standului permite obținerea unei game de viteze de încărcare mult mai mare decît cea arătată anterior prin varierea raportului de transmitere cu curele *3* (folosirea unui set de roți de curea).

Modificarea greutății influențează limitele de variație a tensiunii de încovoiere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nădășan, Șt.* ș.a. Oboseala metalelor. București, Ed. tehnică, 1962.

[2] *Horovitz, B.* Reductoare și variatoare de turație. București, Ed. tehnică, 1963.

[3] *Horovitz, B.* și *Kovacs, F.* Cercetări experimentale asupra angrenajelor. Construcția de Mașini nr. 6—7, 1966.

[4] *Bernath, A* și *Safta, V.* O nouă metodă de încercare la oboseală cu încărcare progresivă. Academia R.P.R. Baza de cercetări științifice-Timișoara. Studii și cercetări științe tehnice, tom X, nr. 1—2, 1963.

[5] *Safta, V.* și *Bernath, A.* Contribuții la determinarea rezistenței la oboseală prin încercarea cu încărcare continuă progresivă. Academia R.P.R. Baza de cercetări științifice-Timișoara. Studii și cercetări științe tehnice, tom. X, nr. 1—2, 1963.

[6] *Bernath, A.*, *Haidu, I.* și *Safta, V.* Examinarea metodei Prot de încercare la oboseală cu sarcină progresivă. Încercări efectuate asupra oțelurilor carbon de îmbunătățire. Academia R.P.R., Baza de cercetări științifice-Timișoara. Studii și cercetări științe tehnice, tom X, nr. 1—2, 1963.

CZ 621.831.001.4

Dispozitiv de încărcare inerțial pentru sisteme în circuit mecanic închis

MIHAI CRUDU și DAN PERJU

La stabilirea experimentală a parametrilor funcționali ai unei transmisii mecanice se folosesc standuri de încercare utilizînd în componența lor fie transmisia propriu-zisă, fie un model al acesteia.

Aceste standuri pot servi la stabilirea capacității portante a durabilității sau a randamentului transmisiei, precum și ca standuri de rodaj.

Standurile trebuie să asigure încărcarea transmisiei încercate la diferite regimuri de lucru, încărcare ce se poate realiza în circuit deschis sau închis (mecanic sau electric).

Încercarea în circuit deschis presupune consumarea sau disiparea întregii energii necesare în cercetarea transmisiei.

Încercarea în circuit închis are avantajul că sursa de energie trebuie să acopere doar pierderile mecanice din circuit, standul fiind constructiv mai simplu. Ca dezavantaj al standurilor în circuit mecanic închis poate fi considerat faptul că cele două transmisii ale standului sînt încărcate diferit, iar al celor în circuit închis electric că partea electrică a standului trebuie dimensionată la întreaga putere.

Schema de principiu a unui stand de încercare în circuit mecanic închis este reprezentată în figura 1 și se compune din : transmisiile de încercat *1* și *2* (sau în cazul că se încearcă numai una, cealaltă asigură doar închiderea circuitului), arborele de legătură *3*, dispozitivul de încărcare *4* și motorul electric de antrenare *5*.

La standurile în circuit închis, dispozitivul de încărcare are rolul de a realiza pe contur momentul de torsiune dorit.

În cele ce urmează se analizează standurile de încercat roți dințate în circuit mecanic închis, acestea fiind cele mai răspîndite.

Dispozitivele de încărcare se pot clasifica în funcție de faza în care se realizează torsionarea conturului închis al standului cu încărcarea în repaus sau în funcționare [1].

Încărcarea în repaus se face cu standul oprit, printr-un dispozitiv, care permite rotirea relativă a două secțiuni vecine din contur, momentul de torsiune obținut astfel fiind tocmai momentul corespunzător deformației elastice realizate. Din această categorie se amintește dispozitivul de încărcare cu două flanșe, cu manșon cu caneluri drepte și înclinate, cu roți dințate cu dinți înclinați etc.

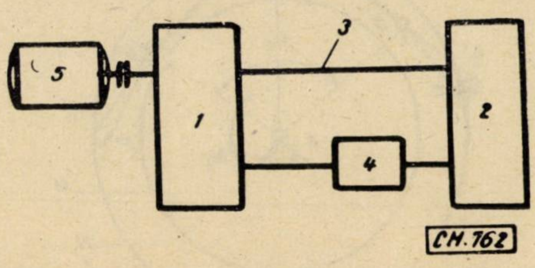


Fig. 1

Dispozitivele de încărcare în mers se pot porni în gol, torsionarea sistemului realizîndu-se în funcționare, la momentul de torsiune dorit și după o lege impusă. Din această categorie se amintesc : sistemul de încărcare cu un reductor basculant, sistemul cu manșon sau roți dințate cu dinți înclinați, deplasate axial printr-un montaj acționat gravimetric, sistemul diferențial de roți dințate, sistemul cu roți dințate și ambreiaj etc.

Dispozitivele de încărcare din prima categorie se remarcă prin simplitatea construcției prezentînd în schimb o serie de dezavantaje : nu asigură păstrarea riguroasă a încărcării din cauza deformațiilor permanente și a uzurii ce apare în timpul încercării în lanțul cinematic care constituie conturul închis, sînt necesari arbori de legătură lungi pentru a se asigura deformații de torsiune pe contur relativ mari, prezintă gabarit mare etc.

Dispozitivele de încărcare din cea de-a doua categorie au avantajul că păstrează încărcarea în limite acceptabile și au posibilitatea de a varia încărcarea în mod relativ simplu. Ca dezavantaje se menționează : complexitatea constructivă a sistemului, oscilații ale momentului de încărcare datorită vibrațiilor, imprecizia încărcării cauzată de frecările din lanțul cinematic de transmitere și amplificare a forței.

Pentru a se simplifica construcția dispozitivului de încărcare și a se asigura menținerea încărcării în timpul funcționării, s-a imaginat un dispozitiv la care încărcarea se face prin forță centrifugă.

Pentru realizarea acestui dispozitiv s-a folosit un cuplaj cu bare articulate descris în literatura de specialitate [2], care a fost introdus în cadrul circuitului închis. În figura 2 este reprezentat schematic acest cuplaj.

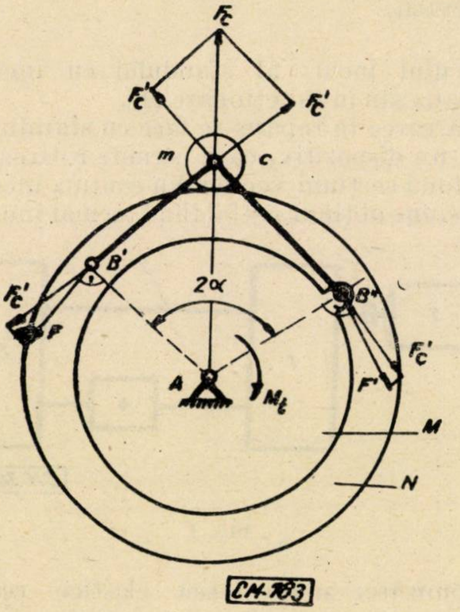


Fig. 2

Cuplajul este compus din discul conducător M, care transmite momentul de torsiune M_t, discul condus N, și un număr par de bare care leagă cele două discuri. Barele de legătură sînt egale, articulate între ele și la cele două discuri.

Masa redusă din punctul C (care include masa greutăților, a sistemului de prindere a acestora și jumătate din masa barelor de legătură) creează forța centrifugă care echilibrează discurile într-o anumită poziție relativă definită de unghiul 2α.

Pentru ca cuplajul să funcționeze în ambele sensuri se mai introduce încă o pereche de bare articulate între discuri legate însă invers (legătura directă este realizată, considerînd sensul lui M_t, prima dată de discul condus și apoi de cel conducător, iar legătura inversă este făcută întîi la discul conducător și apoi la cel condus).

La creșterea momentului M_t unghiul 2α va crește, momentul maxim transmis la funcționarea normală a cuplajului este cel corespunzător poziției elementelor B' C și B'' C în prelungire, după care poziția relativă a elementelor nu se mai schimbă, cuplajul funcționînd ca un cuplaj cu legături rigide.

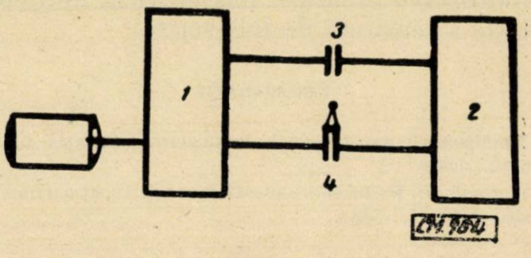


Fig. 3

Se consideră în continuare un cuplaj cu bare articulate introdus într-un circuit închis conform schemei din figura 3, compus din transmisiile de încercat *1* și *2* legate prin intermediul a două cuplaje, cuplajul *3* obișnuit și cuplajul *4* cu bare articulate.

În această situație cuplajul cu bare articulate va funcționa așa cum reiese din figura 4.

La punerea în funcțiune a standului, datorită masei reduse m din punctul C va lua naștere o forță centrifugă care va căuta să îndepărteze punctul C și deci unghiul 2α va avea tendința de micșorare, acestei tendințe opunîndu-i-se rigiditatea sistemului.

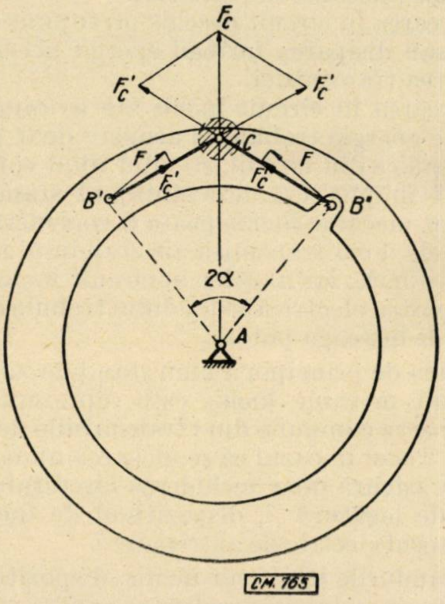


Fig. 4

Sistemul va fi astfel torsionat cu momentul M_t, a cărui expresie este [2]:

$$M_t = z\,m\,\omega^2\,\lambda \sin\alpha \frac{\left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}\right)^2}{2\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}}\, r^2, \quad \text{kgfm}, \qquad (1)$$

în care:

m este masa redusă din punctul C, $\frac{\text{Kgf s}^2}{\text{m}}$;

z — numărul de legături din cuplaj;

ω — viteza unghiulară a ramurii din circuit pe care se montează cuplajul, s^{-1};

$r = AB' = AB''$ — raza la care se articulează barele pe cele două discuri ale cuplajului, m;

$l = CB' = CB''$ — lungimea barelor de legătură, m;

$$\lambda = \frac{r}{l}.$$

Relaţia (1) se mai poate scrie sub forma:

$$M_t = zm\omega^2 r^2 M_0, \qquad (2)$$

în care:

$$M_0 = \lambda \sin\alpha \frac{\left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}\right)^2}{2\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}} \qquad (3)$$

reprezintă momentul de torsiune unitar al cuplajului (pentru $z = 1$, $m = 1$, $\omega = 1$, $r = 1$) şi care depinde numai de geometria acestuia.

Tabela 1

2ı	M_0					$\int_{M_0} \% = \frac{M_0\,max - M_0\,min}{M_0\,med}$ pentru $\Delta(2\alpha) = 20°$				
	$\lambda = 0,8$	$\lambda = 0,9$	$\lambda = 1$	$\lambda = 1,1$	$\lambda = 1,2$	$\lambda = 0,8$	$\lambda = 0,9$	$\lambda = 1$	$\lambda = 1,1$	$\lambda = 1,2$
60	0,8775	0,8675	0,8660	0,8700	0,8800					
65	0,9240	0,9075	0,9060	0,9085	0,9200					
70	0,9585	0,9420	0,9400	0,9450	0,9625	13,8	13,26	12,65	13,22	14,27
75	0,9900	0,9715	0,9650	0,9670	0,9965	10,7	10,04	9,22	10,1	11,75
80	1,0125	0,9925	0,9850	0,9950	1,0175	7,92	6,85	6,22	6,53	8,6
85	1,0300	1,0050	0,9950	1,0050	1,0375	4,85	3,84	3,52	4,78	5,75
90	1,0385	1,0100	1,0000	1,0100	1,0500	2,89	1,735	1,5	1,98	8,35
95	1,0400	1,0100	0,9950	1,0150	1,0750	2,26	2,97	3,52	2,95	11,85
100	1,0350	0,9975	0,9850	1,0065	1,1050	4,11	5,28	6,22	4,38	33,7
105	1,0165	0,9800	0,9650	0,9850	1,1650					
110	0,9975	0,9585	0,9400	0,9710	1,4225					

Pentru unghiul la centru (2α) s-a admis ca variaţie maximă 20°, considerînd că aceasta este acoperitoare pentru deformaţia maximă a sistemului şi pentru condiţiile de montaj.

Pentru ca în funcţionare să nu fie necesară determinarea unghiului la centru, acesta se va determina la montaj.

Deoarece în funcţionare variaţia unghiului la centru este egală cu deformaţia elastică a sistemului, iar aceasta din urmă este foarte mică, se poate considera că variaţia lui M_0 este neglijabilă.

Pentru alegerea parametrilor geometrici ai cuplajului s-au determinat valorile lui M_0 pentru diferite unghiuri la centru şi valori ale raportului λ, precum şi abaterile relative ale lui M_0 pentru o variaţie a unghiului la centru de 20°. Rezultatele calculelor sînt date în tabela 1.

Trebuie observat că valorile abaterilor relative au fost trecute în dreptul unghiului la centru mediu pentru intervalul respectiv, valorile capetelor intervalului determinîndu-se din această valoare medie $\pm 10°$.

În diagrama din figura 5 sînt reprezentate variaţiile lui M_0 cu unghiul la centru pentru diferite valori ale raportului λ.

Din tabela 1 şi diagrama din figura 5 se pot alege parametrii geometrici optimi pentru cuplaj, în funcţie de scopul pe care-l urmăreşte acesta.

Astfel, pentru cazul unor deformaţii mari în sistem cum ar fi de pildă la roţi dinţate din material plastic, este favorabilă utilizarea unui cuplaj cu $\lambda = 1$ şi un interval de variaţie a unghiului la centru cuprins între 80 şi 100°.

Pentru cazul unor deformaţii mici în sistem, cum ar fi cazul la standurile de rodare a roţilor dinţate din oţel care necesită însă încărcări foarte mari, se poate merge către valorile mai mari ale lui λ şi ale unghiului la centru.

Dispozitivul descris poate avea o largă utilizare în cadrul sistemelor de încercare a transmisiilor în circuit închis. Poate fi folosit la standurile cu turație constantă unde, în timpul unei încercări, încărcarea se păstrează constantă, schimbarea încărcării făcîndu-se în acest caz prin modificarea masei reduse din punctul C, adăugîndu-se greutăți suplimentare.

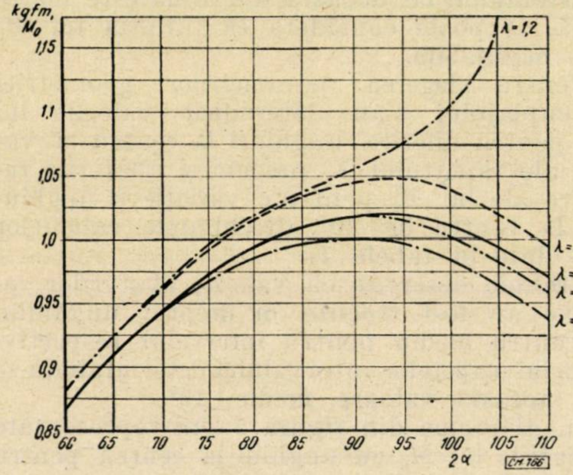


Fig. 5

Încărcarea în trepte, însă fără modificarea masei reduse din punctul C, se mai poate face prin modificarea în trepte a turației.

De asemenea, dispozitivul se poate folosi la standuri cu încărcare progresivă, încărcarea făcîndu-se prin varierea în mod continuu a turației motorului de antrenare după legea dorită.

Dispozitivul se poate folosi și în uzine pentru încercarea a două transmisii identice în circuit închis sau rodarea acestora, amenajarea standului fiind simplă, deoarece nu necesită decît două cuplaje, din care unul este dispozitivul de încărcare, și un motor de antrenare.

Pentru exemplificare se arată cum se poate folosi acest dispozitiv de încărcare la unul din standurile de încercat roți dințate cilindrice din oțel.

Parametrii geometrici caracteristici ai roților dințate de încercat sînt : $m = 3$ mm, $z = 39$, $B = 10$ mm, $A = 117$ mm.

Limitele de variație ale momentului de torsiune din contur, corespunzătoare unui interval al eforturilor unitare normale de contact cuprinse între 40 și 160 kgf/mm² sînt : $M_{t\ min} = 2{,}38$ kgfm și $M_{t\ max} = 37$ kgfm. Turația este $n = 1\,470$ rot/min.

S-au admis pentru cuplaj următoarele mărimi : $2\alpha = 90°$, $\lambda = 1$ (tabela 1), $r = 50$ mm (din condiții de gabarit, $A = 117$ mm), $z = 3$ (pentru o soluție constructivă simplă). Pentru aceste mărimi din relația (2) rezultă masa (sau greutatea) din punctul C :

$$m_{min} = \frac{M_{t\ min}}{z\,\omega^2\,r^2\,M_0} = 0{,}0134,\ \frac{\mathrm{Kgf\ s^2}}{\mathrm{m}};$$

$$m_{max} = \frac{M_{t\ max}}{z\,\omega^2\,r^2\,M_0} = 0{,}209,\ \frac{\mathrm{Kgf\ s^2}}{\mathrm{m}};$$

sau :

$$G_{min} = 0{,}131\ \mathrm{kgf};$$

$$C_{max} = 2{,}05\ \mathrm{kgf}.$$

Considerînd mase adiționale de cîte 50 gf se pot realiza încercări, între limitele indicate, în 41 de trepte.

În concluzie, dispozitivul de încărcare propus este utilizabil cu succes în gama uzuală a turațiilor și a încărcării conturului, avînd dimensiuni comparabile cu ale unui cuplaj obișnuit ce poate transmite același moment.

Avantajele acestui dispozitiv, în comparație cu celelalte, sînt : construcție simplă, nu necesită dispozitive de măsurare la o proiectare corespunzătoare, menține încărcarea în timpul încercării chiar și la apariția deformațiilor permanente, nu introduce forțe axiale, prezintă frecări minime, nu introduce încărcări dinamice avînd proprietăți amortizoare, nu necesită arbori intermediari lungi și micșorează mult gabaritul standului. Se poate folosi la standuri cu încărcare variabilă.

Ca dezavantaje se pot enumera : schimbarea încărcării se face relativ mai complicat decît la dispozitivele cu încărcare pe bază gravimetrică, iar în cazul că încărcarea se modifică prin greutate și frecvența curentului electric variază, datorită variației turației motoarelor electrice de antrenare, introduce variații ale momentului de torsiune care însă se păstrează în limite restrînse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kudreavțev, V. N.* — Planetarnîie peredaci. Moscova. 1960.

[2] *Balji, M. F.* și *Esin, S. D.* — Soedinitelnaia mufta c uprugimi dinamiceskimi sveazami i eë antivibraționnîie svoistva. In : Vestnik Mașinostroenia, nr. 1, 1960.

CZ 621.9.047.7

Prelucrarea electrolitică, o nouă metodă de prelucrare a metalelor

Prof. dr. docent SILVIU CRIŞAN şi MIRCEA IVAN

Iniţial, procedeul a fost utilizat pentru electropolizare, şlefuirea sculelor, marcarea metalelor şi pentru reducerea diametrului sîrmelor sub limitele care pot fi obţinute cu ajutorul filierelor. Astăzi, în unele ţări, au fost introduse aplicaţii ale acestui procedeu şi în alte domenii.

Prelucrarea electrolitică, un termen cu cîteva sinonime, ca de exemplu prelucrarea anodică, prelucrarea electrochimică, electroprelucrarea, electropolizarea, reprezintă îndepărtarea metalului prin dizolvare electrolitică (anodică).

Pentru a se ajunge la această metodă s-a plecat de la lustruirea electrolitică, operaţie de finisare a suprafeţelor metalice, un proces cunoscut care se pretează la prelucrarea pieselor delicate şi fragile, căci nu implică forţe de prelucrare.

Procesul se bazează pe legea lui Faraday, care precizează că masa ce se depune pe un electrod în timpul electrolizei este proporţională cu cantitatea de electricitate ce trece prin circuit:

$$m = KQ = K.I.t,$$

în care:

m este masa depusă pe electrod;
Q — cantitatea de electricitate;
K — echivalentul electrochimic al metalului respectiv;
I — intensitatea curentului;
t — timpul în care trece curentul.

Legea lui Faraday se poate aplica la acoperirile galvanice, la lustruirea electrolitică şi la prelucrarea electrolitică.

Fenomenul de dizolvare anodică este explicat în felul următor la lustruirea electrolitică: suprafaţa cu asperităţi a metalului se acoperă în procesul dizolvării anodice cu o peliculă vîscoasă formată din produsele dizolvării; grosimea peliculei fiind mai mică în regiunea asperităţilor, înseamnă că şi rezistenţa opusă trecerii curentului electric este mică. În consecinţă, în dreptul asperităţilor, densitatea de curent va fi maximă şi, deci, de aici se vor dizolva întîi particulele de metal.

Rezultă un timp critic, după care va fi atacată întreaga suprafaţă. În practică, la lustruirea electrolitică se folosesc densităţi de curent la care, paralel cu dizolvarea metalului, se produce descărcarea ionilor hidroxizi sau a anozilor care conţin oxigen (SO_2^{-2} PO_4^{-3} etc.) cu emanarea oxigenului sub formă de gaze, pentru a avea o productivitate mai ridicată. În aceste cazuri, randamentul în funcţie de curent, adică gradul folosirii utile a energiei electrice pentru dizolvarea metalului, scade simţitor.

La densităţi de curent care depăşesc mult valorile optime se produce emanarea puternică a gazelor, supraîncălzirea şi atacarea suprafeţei metalului, consumul specific de energie se ridică şi deci randamentul scade. De obicei, cînd se ajunge la densităţi mai ridicate ale curentului la lustruirea electrolitică, se observă polarizarea puternică anodică cu mărirea simultană a rezistenţei nucleului de lustruire electrolitică. Aceasta este legată de formarea pe suprafaţa anodului a peliculei cu electroconductibilitate mică. Densităţile de curent utilizate sînt de 0,3 pînă la 0,45 A/cm^2, determinînd o îndepărtare neînsemnată de material.

Încercările de lustruire electrolitică, de la care s-a trecut apoi la prelucrarea electrolitică, au fost executate pe rulmenţi, într-o baie de plumb, armată la exterior cu tablă pentru cazane. Densităţile de curent au variat între 0,2 şi 0,45 A/cm^2. La valoarea maximă s-a observat apariţia gazelor şi s-au obţinut suprafeţe de calitate inferioară.

Dacă se agită electrolitul din baie se pot utiliza densităţi de curent mai mari, fără a se produce polarizarea anodică, deci se înlătură formarea pe suprafaţa anodului a peliculei cu electroconductibilitate mică.

Curentul continuu îndepărtează electronii din piesa de lucru, transformînd atomii de pe suprafaţă în ioni încărcaţi pozitiv care se dizolvă în electrolit. Densitatea de curent creşte peste 0,45 A/cm^2 din cauză că electrolitul furnizează reactivi care transportă metalul ionizat pe măsură ce el este detaşat.

Pentru ca acest procedeu să fie utilizat în practică trebuie să se realizeze o viteză de îndepărtare a metalului mai mare de 200—500 de ori decît viteza determinată de densităţile de curent de la lustruirea electrolitică.

Caracterul specific al acestei noi metode este tocmai realizarea densităţilor mari de curent. Aceste densităţi pot fi obţinute prin trecerea forţată, cu viteze foarte mari, a electrolitului între anod şi catod. Se vor utiliza tensiuni joase ca la lustruirea electrolitică (5—15 V), densitatea ajungînd la valoarea de 100—150 A/cm^2.

Această creştere importantă a densităţii a atras după sine modificări în realizarea procesului şi în soluţiile constructive ale instalaţiilor.

Prelucrarea electrolitică se deosebeşte, lăsînd la o parte faptul că bazele fizice sînt comune, de lustruirea electrolitică prin intensitatea procesului şi prin scopul său. Lustruirea electrolitică are drept scop realizarea unei clase corespunzătoare de netezime pe suprafaţa piesei, pe cînd scopul prelucrării electrolitice este în primul rînd reproducerea formei sculei pe obiectul prelucrat.

Principiul reproducerii formei sculei este arătat în figura *1,a* şi *1 ,b*. În momentul începerii prelucrării (fig. 1, *a*), distanţele dintre anod şi catod diferă, deci vor fi diferite şi densităţile locale de curent. În zonele în care distanţele dintre anod şi catod sînt mai mici, densităţile de curent sînt mai mari, ceea ce duce la o dizolvare anodică mai pronunţată decît în zonele în care distanţele dintre anod şi catod sînt mai mari. Îndepărtarea neuniformă de material de pe anod se produce pînă în momentul în care se realizează un interstiţiu uniform şi deci reproducerea formei catodice (fig. 1, *b*). Materialul scos de pe anod nu se poate depune pe catod din cauza scurgerii electrolitului cu viteză mare, fapt care împiedică depunerea materialului, prin eliminarea lui din zona de lucru; forma catodului rămîne astfel nemodificată. Realizarea vitezei mari a scurgerii electrolitului a fost posibilă prin micşorarea distanţei între electrozi, păstrîndu-se tensiuni de lucru mici, de 15 V. Micşorarea distanţei între anod şi catod a dus însă la o înrăutăţire a circulaţiei electrolitului, fiind nevoie să se asigure o circulaţie forţată.

Prima instalaţie utilizînd acest sistem de copiere a fost instalaţia SIFKO (în 1960).

Pe această instalaţie prototip se foloseau următorii parametri de lucru: distanţa între anod şi catod, 0,12—0,15 mm; viteza de scurgere a electrolitului, $v = 30$ m/s; presiunea de lucru, $p_{max} = 15$ kgf/cm^2.

Ulterior, încercările făcute (în Anglia) au precizat următorii parametri necesari: distanţa dintre anod şi catod, 0,25—0,75 mm; viteza de scurgere a electrolitului, $v = 30$ m/s; presiunea de lucru, $p = 5—5{,}6$ kgf/cm^2.

Avantajul utilizării acestei metode constă în faptul că electroliza, în general, nu este influenţată de duritatea sau de altă proprietate fizică a materialului, în afară de echivalentul electrochimic respectiv.

Acest fapt este ilustrat în tabela 1, în care sînt comparaţi echivalenţii electrochimici ai metalelor găsite de obicei în aliaje. Echivalenţii indicaţi reprezintă valorile teoretice de erodare a metalului la un curent de 1 000 A, calculaţi pentru un randament de 100%.

În practică, nu se poate obţine această valoare a randamentului, valoarea reală fiind de 80—90%. Totuşi randamentul prelucrării electrolitice este de trei sau patru ori mai mare decît randamentul la acoperirile cu crom.

Tabela 1 arată că există diferenţe între echivalenţii electrochimici ai metalelor din aliaje (în acelaşi timp există şi multe asemănări). De exemplu, fierul, nichelul, cobaltul, cromul şi molibdenul au echivalenţii electrochimici apropiaţi ca valori. Mai mult, materialele ce urmează a fi prelucrate fiind aliate, echivalenţii electrochimici respectivi nu se schimbă mult. Unele dintre cele mai rezistente aliaje obţinute recent se pot prelucra tot atît de uşor ca şi aluminiul.

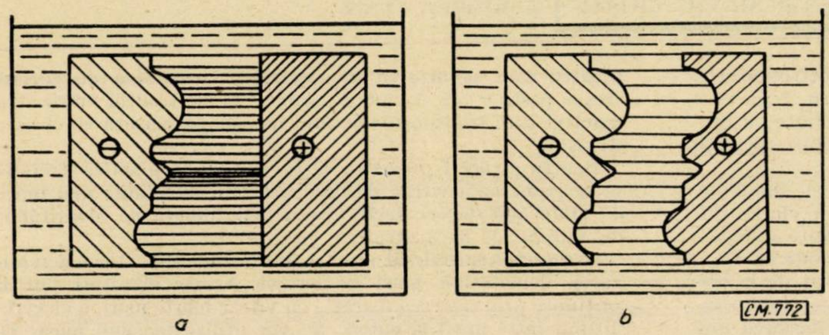


Fig. 1

Transformarea coeficienţilor de erodare a metalului exprimaţi în cm^3/min în coeficienţi de avans al sculei este simplă.

Tabela 1

Element	Erodarea teoretică, cm^3/min	Element	Erodarea teoretică, cm^3/min
Aluminiu	2,0975	Molibden	1,9501
Beriliu	1,5404	Nichel	2,0484
Crom	2,2450	Tantal	1,6879
Cobalt	2,0484	Titan	2,1795
Niobiu	3,3593	Tungsten	1,9828
Cupru	2,1959	Zirconiu	2,1795
Fier	2,1959		

Dacă se consideră randamentul 0,8, calculele pentru majoritatea aliajelor metalice se pot baza pe valoarea de eroare de 1,5 cm^3/min la o intensitate de 1 000 A.

Un curent cu o intensitate de a A va eroda o cantitate de 0,0015 a cm^3/min; dacă se notează această cantitate cu V, suprafaţa de lucru cu A, iar pătrunderea liniară cu l, între aceste trei mărimi există relaţia:

$$l = \frac{V}{A} = \frac{0{,}0015 \cdot a}{A} = 0{,}0015\,\frac{a}{A}, \quad \text{cm/min.}$$

Cum densitatea de curent este:

$$\frac{a}{A} = i,$$

relaţia devine:

$$l = 0{,}015 \cdot i, \quad \text{mm/min.}$$

Densităţile de curent mai mari permit o pătrundere mai mare, iar o mărime mai mare a pătrunderii necesită densităţi de curent mai mari.

Există o anumită viteză de pătrundere optimă care trebuie determinată în mod experimental. De aceea, dacă trebuie executate un număr mare de cavităţi cu secţiune transversală mică, este de preferat să se prelucreze simultan cît mai multe cavităţi cu o viteză de pătrundere optimă. Intensitatea curentului pentru fiecare cavitate va fi mai mică decît cea maxim posibilă, dar capacitatea instalaţiei va fi folosită din plin.

Primele aplicaţii ale acestei metode au fost la prelucrarea metalelor şi aliajelor metalice greu de prelucrat prin aşchiere.

Cea mai mare parte a lucrărilor iniţiale au fost executate pentru palete de turbină, în care caz se pot realiza mari economii de material. Principiul de prelucrare, folosind metoda electrolitică, este arătat în figura 2. Prelucrarea paletei poate fi efectuată fie din bloc plin, fie din piesă forjată cu semiprecizie, cu un adaos de prelucrare de 1—2 mm.

O serie de concluzii trase în cazul lustruirii electrolitice au determinat ipoteza că acest proces ar putea fi aplicat numai la anumite tipuri de palete, ţinînd seamă de starea nefavorabilă a tensiunilor superficiale în piesă şi de faptul că se descoperă diferite defecte superficiale care constituie apoi o sursă de concentrare a tensiunilor, în special în cazul solicitărilor variabile care duc la oboseala materialului.

Rezultatele obţinute la primele încercări au infirmat această ipoteză, iar conducerea corespunzătoare a procesului, cu parametri şi adaosuri de prelucrare bine aleşi, permit utilizarea pieselor realizate prin prelucrarea electrolitică în toate condiţiile de lucru.

Aşa cum se arată în figura 2, paleta *3* este legată la polul pozitiv al unei surse de curent continuu, capabilă să furnizeze curent de intensitate mare, la tensiuni de lucru scăzute; cei doi electrozi *2*, cu ajutorul cărora se prelucrează suprafeţele paletei, sînt legaţi la polul negativ. Paleta se introduce într-o cuvă de lucru executată din material izolant, iar un curent de electrolit este forţat să se scurgă cu viteză mare între piesă şi cei doi electrozi. Pe măsură ce materialul este scos din piesă, electrozii avansează pentru ca parametrii de lucru să rămînă, pe cît este posibil, constanţi.

În afară de prelucrarea paletelor de turbină, prelucrarea electrolitică poate fi utilizată pentru: executarea pieselor de formă complexă din materiale dure sau a pieselor cu rigiditate redusă; executarea găurilor, de diferite diametre; tăierea şi decuparea materialelor metalice; strunjirea electrolitică; debavurarea electrolitică.

Metodele de lucru care permit realizarea unui randament ridicat în cazul prelucrărilor electrolitice, chiar şi pentru rectificarea electrolitică, sînt în general mai puţin cunoscute.

Problemele ce se cer a fi rezolvate prin cercetări în acest domeniu sînt următoarele: obţinerea unei instalaţii electrice care să furnizeze curentul continuu necesar, la tensiunea dorită; realizarea unei cuve din material plastic pentru izolarea catodului de anod care să poată rezista soluţiilor de electroliţi, materialul trebuind să prezinte în acelaşi timp proprietăţi de prelucrare corespunzătoare; precizarea unei soluţii de electrolit pentru fiecare material prelucrabil prin această metodă care să asigure un randament maxim şi o calitate corespunzătoare a suprafeţei; determinarea unor materiale anticorosive şi inoxidabile, rezistente la corodare, din care

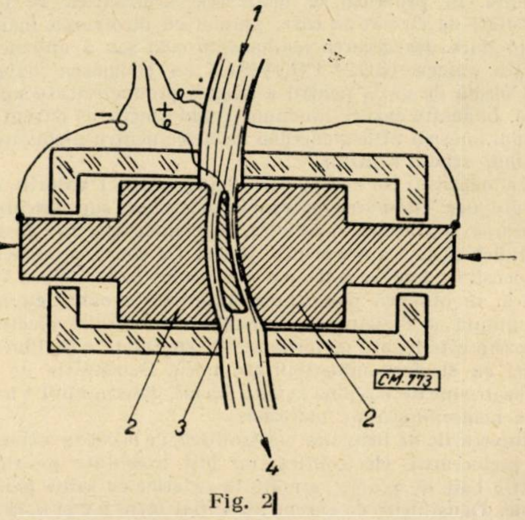


Fig. 2

să fie executate elementele necesare circuitului forțat al electrolitului; realizarea unui sistem de avans continuu al electrozilor.

Pornind de la paletele de turbină utilizate la uzina „Hidromecanica" — Brașov, s-a stabilit că sînt necesare următoarele valori ale curenților și tensiunilor de lucru (calculele făcîndu-se pe baza densităților maxime de curent): paleta 1 — I_{max} = 800 A; V_{max} = 12 V; paleta *2* — I_{max} = 1 400 A; V_{max} = 12 V.

Aceste valori au fost obținute prin utilizarea unui generator de curent continuu cu I_{max} = 1 400 A și V = 1 — 12 V. Pentru paletele de dimensiuni mai mari va trebui să se utilizeze generatoare și mai puternice.

Materialele plastice încercate au fost următoarele: polietilena, polistirenul, relonul, policlorura de vinil termorigidă și termoplastică. Singurul material care a rezistat soluțiilor de electroliți și care prezintă și proprietăți bune de prelucrare este policlorura de vinil termorigidă. Cuva de lucru a fost obținută prin lipirea și presarea plăcilor de 10 mm grosime (singura dimensiune livrabilă). Pentru a rezista presiunilor interne ridicate, cuva a fost introdusă într-o carcasă metalică.

S-au încercat cîteva tipuri de electroliți, pornind de la electroliții utilizați la lustruirea electrolitică a oțelurilor aliate cu crom și nichel. Au fost încercate șase rețete dintre care cinci pe bază acidă și o rețetă pe bază de săruri:

1)
H_2SO_4 — 36 %;
H_3PO_4 — 40 %;
Cr_2O_3 — 4 %;
H_2O — 20 %.

2)
H_3PO_4 — 65 %;
H_2SO_4 — 15 %;
Cr_2O_3 — 5 %;
glicerină — 12 %;
H_2O — 3 %

3)
H_3PO_4 — 88 %;
Cr_2O_3 — 12 %.

4)
H_2SO_4 — 65 g la 1 l H_2O;
Cr_2O_3 — 35 g la 1 l H_2O.

5)
H_2SO_4 — 50 %;
glicerină — 40 %;
H_2O — 10 %.

6)
ClNa — 120 g la 1 l H_2O;
acid citric — 12 g la 1 l H_2O.

După un număr de ore de funcționare este necesar să se schimbe electrolitul care ajunge la o saturare cu metal dizolvat. În cazul în care nu se schimbă electrolitul saturat, surplusul rămîne în suspensie și se poate depune pe catozi, schimbîndu-le forma și dimensiunea. Nu se recomandă să se regenereze electrolitul prin depunerea galvanică a metalului dizolvat decît în cazul cînd se lucrează cu metale foarte scumpe.

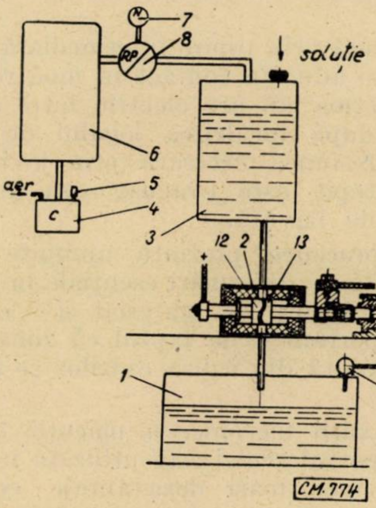


Fig. 3

Pentru determinarea unui oțel care să reziste la soluțiile electrolitice s-au încercat patru tipuri de oțeluri anticorosive și inoxidabile: 13 NC 185 — V_2A; 13 MNC 185 — V_4A; H 23 N 18 Si 1; P 40 N 250.

Încercările au fost făcute cu soluții de electroliți în două cazuri: la 20°C, timp de 96 ore și la 100°C, timp de 72 ore. În ambele cazuri s-a observat rezistența la corodare. S-au calculat apoi pierderile în greutate și s-a găsit că materialul V_2A rezistă cel mai bine în cinci din cele șapte soluții de electrolit.

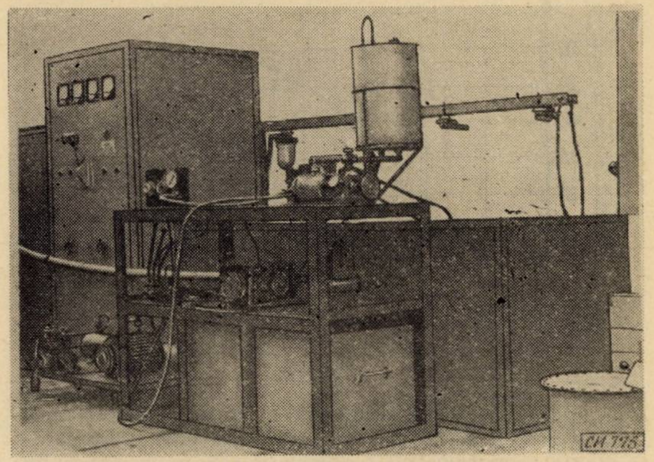


Fig. 5

Recipienții se pot construi din tablă de V_2A, celelalte elemente ale circuitului electrolitului (pompă, drosel, supapă, robinete) executîndu-se din același material.

Ținînd seamă că se poate lucra și la presiunea de 6 kgf/cm², s-a utilizat un sistem de scurgere forțată a electrolitului, cu aer comprimat.

Pentru ca distanța dintre piesă și electrod să rămînă constantă trebuie ca electrozii să avanseze cu 1 — 3 mm/min. Avansul se poate realiza hidropneumatic, combinat cu sisteme mecanice cu pană sau șurub-piuliță. Pentru încercări, avansul a fost manual, șurub-piuliță și hidropneumatic. Schema instalației pe care s-au făcut încercările este arătată în figura 3. Instalația se compune din următoarele: cuva de lucru *2*, executată din policlorură de vinil termoplastă, în care se fixează electrodul fix *12*, constituind piesa de prelucrat; electrodul mobil *13*, care constituie negativul piesei, se deplasează pe măsură ce se scoate material din piesa de prelucrat, astfel ca distanța dintre piesă și electrodul mobil să rămînă constantă. S-a lucrat cu avans manual, stabilindu-se avansul în funcție de densitățile de curent. Avansurile au fost respectate prin folosirea unui comparator cu precizia de citire de 0,01 mm, fixat rigid cu electrodul mobil și a unui cronometru. S-au făcut încercări și cu avans hidropneumatic.

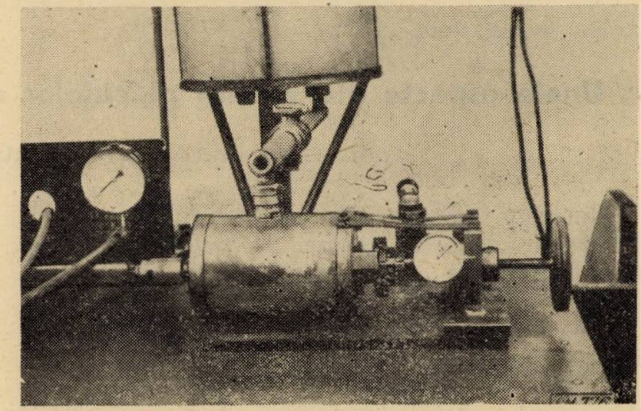


Fig. 4

Pentru circulația electrolitului s-a utilizat aerul sub presiune, care presînd asupra electrolitului îl obligă să treacă cu viteză mare prin spaţiul dintre piesă şi electrodul mobil. Aerul, debitat de compresorul *4* (fig. 3), trece în rezervorul de aer comprimat *6* şi apoi prin intermediul regulatorului de presiune *8* în rezervorul de electrolit *3*. Electrolitul trece apoi prin cuva de încercări *2* şi de aici în rezervorul *1*. Presiunea se citeşte la manometrul *7*. Instalaţia este prevăzută cu un ventilator *11* care elimină gazele ce se degajă în timpul procesului şi care, prin acumulare, pot provoca explozii. Electrodul fix *12* (piesa) este legat la polul pozitiv al generatorului, formînd anodul, iar electrodul mobil *13* este legat la polul negativ, formînd catodul. Instalaţia electrică este protejată împotriva scurtcircuitării şi a încălzirii. În figura 4 apare vederea de ansamblu a instalaţiei, iar în figura 5 cuva de lucru cu avans manual.

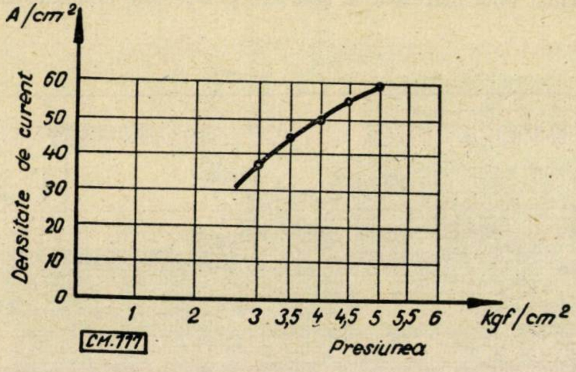


Fig. 6

Tabela 2

Presiunea, p = kgf/cm^2	Intensitatea, A	Tensiunea, U, V	Avansul, mm/min
3,5	300	12	0,56
4	350	12	0,66
4,5	400	12	0,75
5	450	12	0,84
5,5	480	12	0,9

Rezultatele încercărilor făcute cu reţeta 6, cu păstrarea constantă a interstiţiului dintre anod şi catod (0,25 mm) şi cu varierea presiunii aerului comprimat asupra electrolitului, apar în tabela 2, iar în figura 6 este arătată diagrama de variaţie a densităţii de curent (şi deci a productivităţii) în funcţie de presiunea de lucru.

Această creştere a densităţii de curent cu presiunea se explică prin mărirea vitezei de scurgere a electrolitului (deci şi a debitului de lichid) care duce la furnizarea de reactivi mai mulţi pentru dizolvarea anodică a materialului.

Metoda poate înlocui cu succes multe din actualele procedee de prelucrare prin aşchiere, în special în cazul prelucrării materialelor dure, obţinîndu-se economii însemnate.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Electrochemical machining. În : Aircraft production, nr. 2, 1961.

[2] * * * Electrochemical machining. În : Aircraft production, nr. 12, 1962.

[3] * * * Applying Electrochemical machining. În : Production tehnology, iunie 1963.

[4] * * * Electrochemical profiling. În : Aircraft production, ian 1963.

[5] *Spizig, I. S.* Das Elysiersenken ein elektrochemisches Abtragverfahren. În : Werkstattstechnik, noiembrie 1963.

CZ 621.9.025.6: 621.791.762

Unele aspecte ale sudării plăcuţelor de oţel rapid pe suport din oţel carbon

CORNELIU CIUCĂ, ELENA DRUGESCU şi CONSTANTIN ANDRONIC

Metodele actuale de executare a sculelor bimetalice, la care partea aşchietoare este din oţel rapid, iar corpul din oţel de construcţie, sînt următoarele :

— sudarea electrică prin presiune cap la cap (prin rezistenţă) ;

— fixarea mecanică a plăcuţei aşchietoare pe corpul sculei ;

— turnarea sculei bimetalice ;

— sudarea prin alte procedee.

Procedeul sudării electrice prin presiune se aplică practic în două variante : prin refulare şi prin topire intermediară sau cu scîntei. În principiu, metoda refulării constă în încălzirea semifabricatelor cu curent electric, după care urmează o presare. Încălzirea se realizează în punctul de contact pînă la temperatura de sudare. După presare, locul îmbinării suferă un proces de refulare. Acest procedeu necesită o pregătire prealabilă a semifabricatelor, astfel încît în timpul presării să fie posibilă evacuarea oxizilor spre exteriorul secţiunii.

La procedeul prin topire intermediară, semifabricatele se aduc în contact în mod repetat, spre a se forma un arc electric între piesele de sudat ; după încălzirea locului de sudat se aplică presiunea necesară prin lovire, iar materialul topit este evacuat spre exterior sub formă de bavură.

Ambele procedee prezintă anumite dezavantaje legate de deformări esenţiale în timpul sudării, de pierderi de material şi — ceea ce este mai important — de faptul că zona îmbinării este slăbită din cauza oxizilor ce nu pot fi eliminaţi.

Metoda fixării mecanice a plăcuţei de oţel rapid pe suportul sculei este utilizată mai rar, din cauza unor mari dezavantaje constînd în nesiguranţa prinderii plăcuţei şi în pierderile de oţel rapid.

Procedeul turnării sculei bimetalice se caracterizează printr-o oarecare simplitate a execuţiei, însă dezavantajul privind realizarea îmbinării între plăcuță și suport face ca metoda să fie mai puțin utilizată.

Din cauza dezavantajelor pe care le prezintă procedeele amintite, are o tot mai mare extindere procedeul sudării plăcuțelor folosind pulberi.

În principiu, acest procedeu constă în folosirea unor pulberi cu anumite proprietăți și compoziții chimice, astfel încît în timpul sudării să se realizeze o cusătură cu proprietăți corespunzătoare.

În cele ce urmează se prezintă rezultatele obținute la sudarea plăcuțelor de oțel rapid RW 180 pe suport din OL 60, folosind trei variante :

a) sudarea plăcuțelor prin utilizarea pulberilor conținînd 92% feromangan măcinat (cu 70—80% Mn) și 8% Cu, la care, după amestecare s-a adăugat 30% tetraborat de Na măcinat mărunt și cernut [1], [2];

b) sudarea plăcuțelor prin utilizarea pulberilor cu următoarea compoziție : 40% feromangan măcinat, 40% ferosiliciu măcinat, 20% pulbere de fontă cenușie, la care se adaugă 30% tetraborat de Na calcinat și măcinat ;

c) sudarea plăcuțelor de corpul cuțitului prin sudare prin presiune (prin rezistență).

În cazul primelor două variante, tehnologia constă în următoarele etape :

— încălzirea suportului cuțitului — pregătit pentru sudare — în cuptor, pînă la 800 — 900°C ;

— depunerea boraxului în locașul plăcuței și îndepărtarea produsului rezultat din topire, în scopul curățării suprafeței de oxizi ;

— depunerea unui strat de pulbere de 2—3 mm și așezarea plăcuței de oțel rapid ;

— încălzirea ansamblului corp — plăcuță în cuptorul electric pînă la 1 280°C și menținerea pînă cînd pulberea se topește, iar plăcuța din oțel rapid atinge temperatura indicată ;

— corectarea poziției plăcuței în locaș, presarea și călirea în ulei la 20°C.

În cazul celei de-a treia variante, sudarea plăcuței s-a făcut direct pe suportul cuțitului, fără pulberi. În acest caz, pentru a se obține o bună îmbinare prin sudare, suportul a fost deosebit de minuțios pregătit. În vederea sudării, atît suportul cît și plăcuța au fost prelucrate mecanic prin așchiere, cu puțin timp înainte de sudare, pentru a se evita formarea oxizilor.

Plăcuța a fost așezată direct pe suport, iar încălzirea s-a făcut prin rezistență electrică de trecere, după schema arătată în figura 1.

Sursa de curent electric a fost un transformator pentru sudarea prin rezistență electrică de 17 kVA. După mai multe încercări s-a găsit că timpul optim de menținere sub tensiune, necesar atingerii temperaturii optime de tratament termic (de 1 280°C), este de 5,5 s, la o suprafață de contact dintre suport și plăcuță de 100 mm^2. Forța de presare este, pentru cuțitele construite, de aproximativ 80 kgf/cm^2.

După atingerea temperaturii de călire, răcirea s-a făcut în baie de ulei la 20°C.

În cele trei cazuri, după călire, a urmat imediat un tratament termic de revenire repetată, constînd în trei cicluri de încălzire la temperatura de 550 — 580°C, cu menținere de cîte 60 min [3].

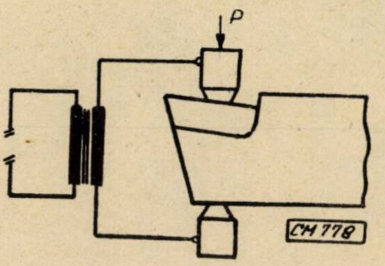


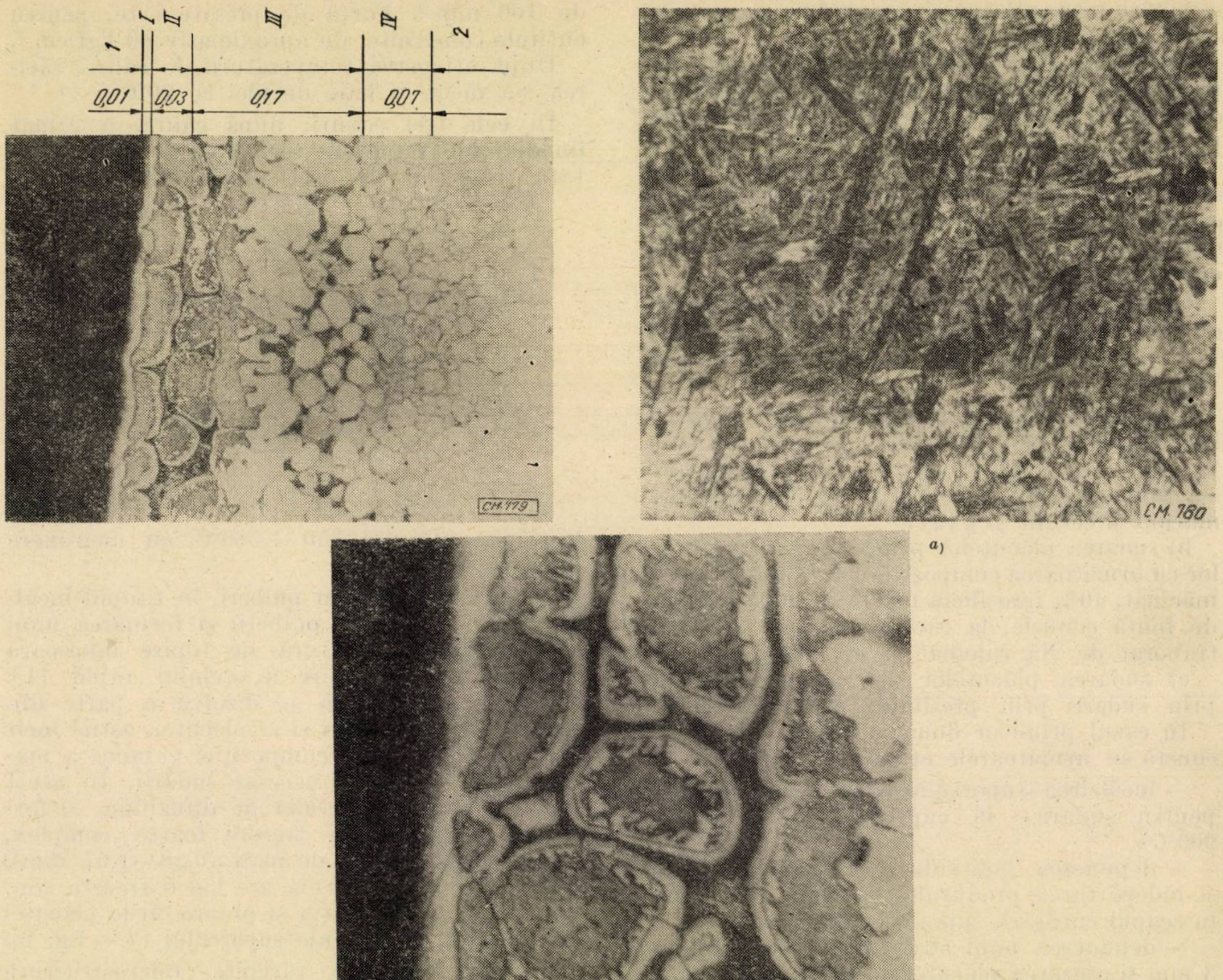
Fig. 1

În cazul sudării cu pulberi, în timpul încălzirii au loc topirea pulberii și formarea unui aliaj cu o temperatură de topire inferioară temperaturii de călire a oțelului rapid [1]. În topitura formată se dizolvă o parte din materialul suportului și al plăcuței, astfel încît are loc modificarea compoziției chimice a materialului de adaos necesar sudării. În acest mod, datorită proceselor de difuziune, se formează un strat de trecere foarte complex, cu o grosime destul de mare (0,28—1,07 mm), prin intermediul căruia are loc o trecere continuă de la compoziția și proprietățile plăcuței (*2* — fig. 2) la cele ale suportului (*1* — fig. 2).

În cazul primei variante, microstructura stratului de trecere este arătată în figura 2. Din microstructură se observă prezența unei zone relativ slab dezvoltată, adiacentă materialului suportului cuțitului (fig. 2, *a*), zona (*I*—fig. 2) formată din grăunți cristalini mici. Această zonă servește ca suport, în timpul răcirii, pentru formarea și creșterea cristalitelor din zona următoare (*II*—fig. 2) formată din grăunți cristalini orientați. De remarcat că în această zonă cristalitele, deși sînt orientate după direcția gradientului termic, ating dimensiuni reduse pe această direcție datorită condițiilor locale de concreștere. Astfel cristalitele din zona a *III*-a, care au o formă echiaxială, împiedică creșterea grăunților. Acestea, după cum se vede în figura 2, *b*, au marginea dantelată caracteristică produselor reacției de tip peritectic [4], [5].

În zona *IV* (fig. 2, *c*) formată, de asemenea, din cristale primare, se observă grăunți cristalini plasați pe un fond de natură eutectică.

Trecerea la materialul plăcuței (*IV* — fig. 2 și fig. 2, *d*)) se face printr-un strat caracterizat prin prezența unor grăunți mari de austenită


1
I
II
III
IV
2
0,01
0,03
0,17
0,07
CM.779
CM.780
CM.781
CM.782
CM.783

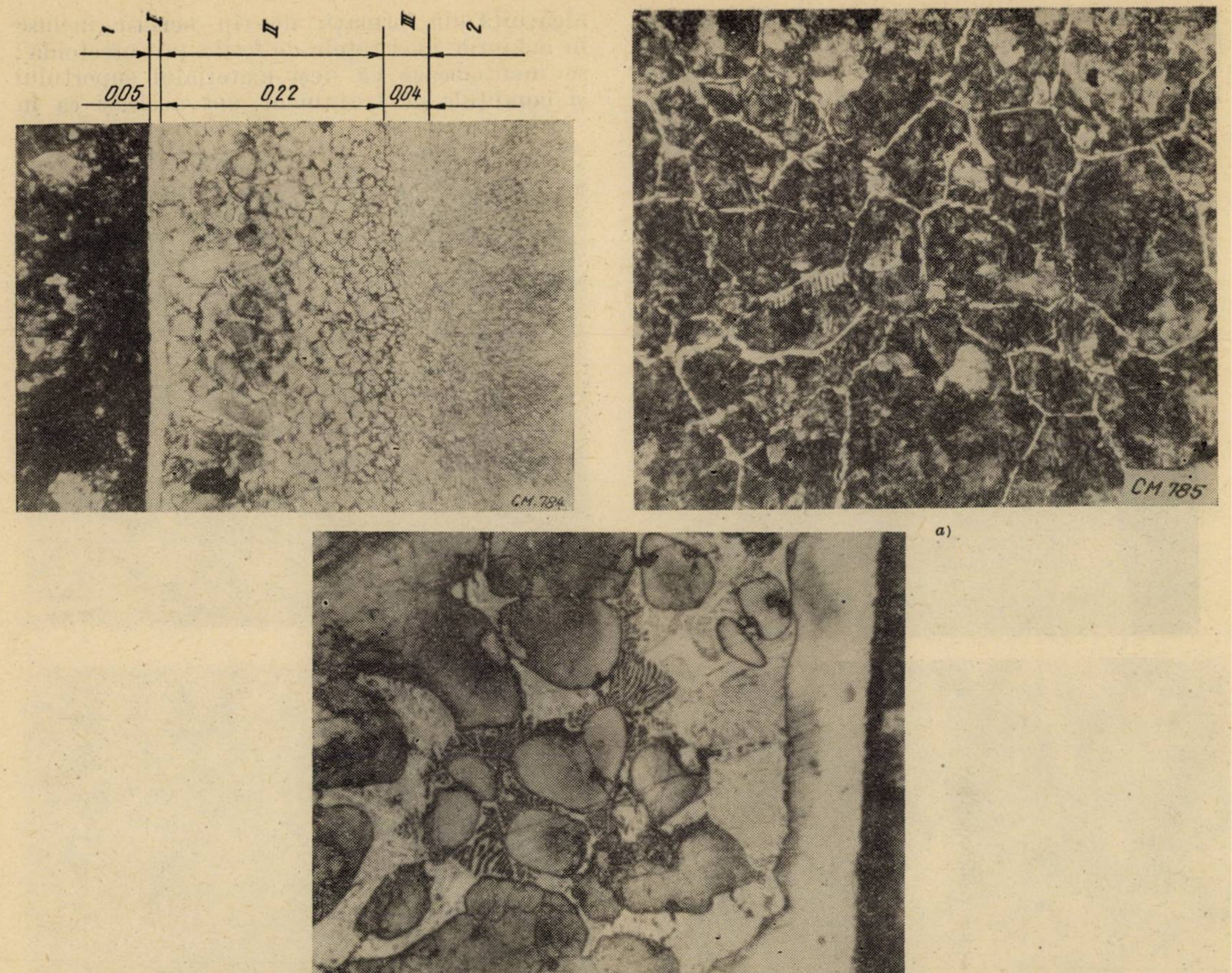
a)

b)

c)

d)

Fig. 2


1
I
II
III
2
0,05
0,22
0,04
CM.784
CM 785
CM.786
CM.787
CM.788

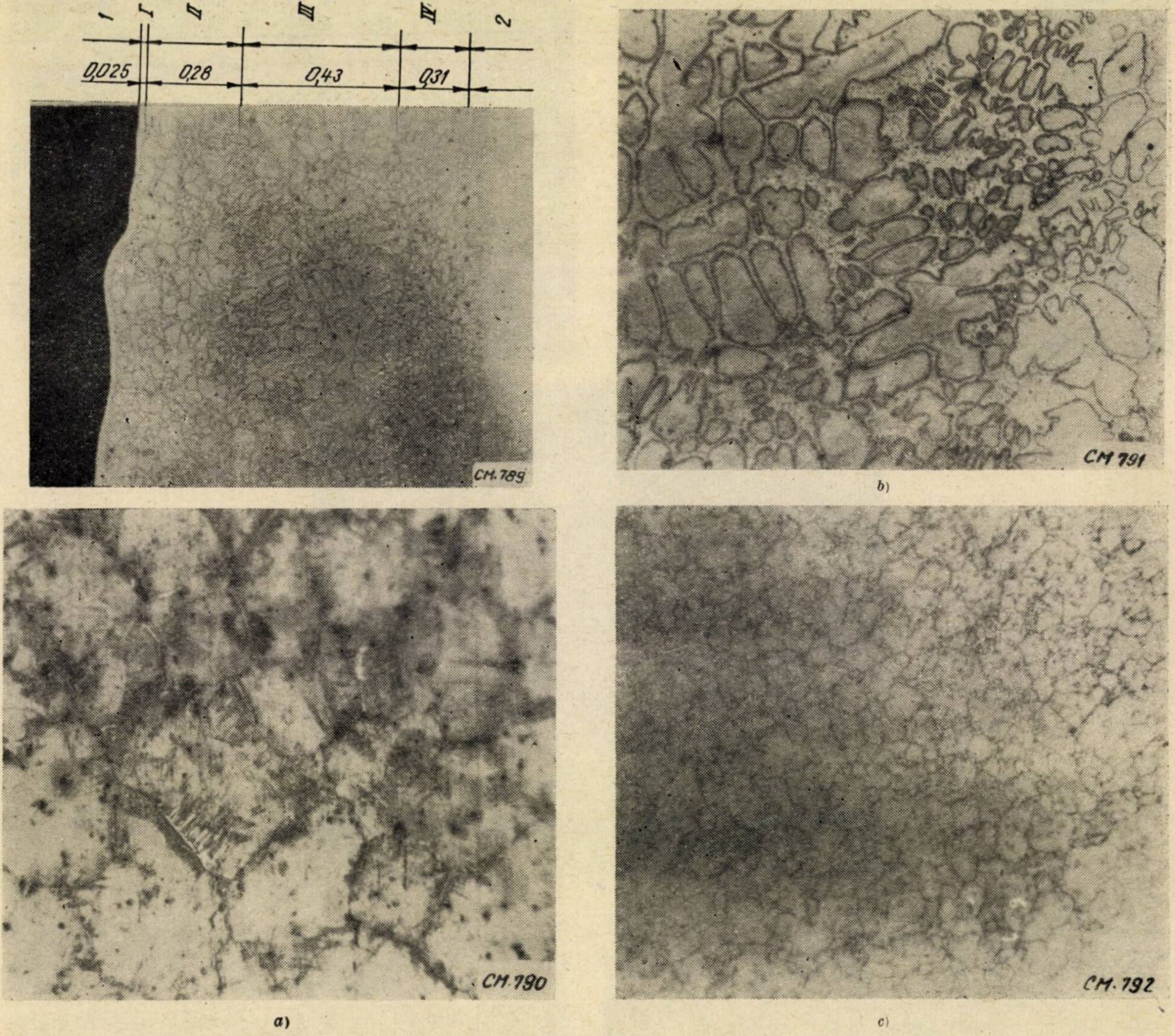
a)

b)

c)

d)

Fig. 3



a)

b)

c)

Fig. 4

plus martensită; această zonă prezintă caracteristicile materialului supraîncălzit. Structura materialului plăcuţei (*2* —fig. 2) din straturile mai profunde reprezintă o structură normală de oţel călit formată din martensită, austenită reziduală şi carburi de W.

Materialul suportului cuţitului (fig. 2, *a*) în stare călită şi nerevenită prezintă o structură tipică de oţel călit la martensită, alcătuită din formaţii aciculare de martensită grosolană orientate vizibil sub unghiurile de 60° şi 120°; structura grosolană se datoreşte supraîncălzirii materialului suportului în timpul sudării.

Structura stratului de trecere la cuţitul fabricat prin varianta a doua (fig. 3) este, în general, asemănătoare cu cea din cazul precedent, prezentînd unele particularităţi.

Astfel, materialul suportului cuţitului (fig. 3, *a*) reprezintă o structură de oţel cvasieutectoid, alcătuită din formaţii de tip perlitic incluse în ochiurile unei reţele de ferită preeutectoidă; se menţionează că deşi materialul suportului şi condiţiile de tratament sînt aceleaşi ca în cazul primei variante, structurile sînt diferite, deoarece în primul caz dimensiunile suportului au fost subcritice (6 mm), iar în cazul de faţă supracritice (12 mm).

O altă particularitate este aceea că după zona cristalelor fine (*I*—fig. 3) urmează direct o zonă de cristalite primare echiaxiale (*II*), plasate pe un fond eutectic clar vizibil de formă scheletală (fig. 3, *b*), caracteristică eutecticului oţelului RW 180.

Celelalte structuri (fig. 3, *c* şi fig. 3, *d*) nu prezintă particularităţi în raport cu structurile analoge din cazul primei metode.

Studiul metalografic al stratului de trecere la sudarea prin cea de-a treia variantă (fig. 4) diferă substanţial faţă de cazurile anterioare. Astfel, la materialul suportului se observă clar structura Widmanstätten, caracteristică oţelurilor supraîncălzite. Pe baza acestui material se formează o zonă slab dezvoltată de cristale fine (*I*— fig. 4 şi 4, *a*), după care urmează un strat format din cristale primare echiaxiale (*II*—fig. 4); trecerea la materialul plăcuţei se face printr-un alt strat format din cristalite orientate perpendicular pe plăcuţă (*III*—fig. 4 şi 4, *b*).

Structura materialului plăcuţei (fig. 4, *c*), în stare călită şi nerevenită, reprezintă structura tipică de oţel rapid călit.

În toate cazurile, studiul metalografic s-a făcut pe cuţite normale în stare călită, deoarece numai în acest caz structurile straturilor sînt puternic diferenţiate.

În urma studiului metalografic şi a rezultatelor obţinute la exploatarea sculelor în condiţii de uzină se pot trage o serie de concluzii.

Astfel, în cazul primelor două variante, cînd se utilizează pulberi cu punct de topire relativ coborît, se formează zone de trecere complexe, destul de dezvoltate, din care cauză trecerea de la structura materialului suportului la cel al plăcuţei se face relativ în mod continuu. Aşa se explică de ce proprietăţile mecanice ale stratului de trecere ating astfel de valori încît nici în timpul procesului tehnologic, nici în timpul exploatării, cusătura nu este afectată în mod negativ.

În cazul celei de-a treia variante, cînd sudarea se realizează fără pulberi, se obţine, de asemenea, o cusătură cu proprietăţile dorite. Deşi rezultatele acestei variante sînt aceleaşi ca în cazurile precedente, din cauza condiţiilor stricte cerute de procesul tehnologic, această metodă prezintă anumite deficienţe de ordin practic, constînd mai ales în respectarea riguroasă a valorii curentului şi timpului de încălzire sub tensiune.

În urma unei analize comparative rezultă că primele două variante sînt mai uşor de realizat în condiţii de uzină.

Deci, metodele arătate, pe lîngă faptul că dau rezultate bune şi reproductibile, duc la realizarea unor însemnate economii prin raţionalizarea folosirii oţelului rapid.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Enache, Şt.* Tehnologia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1964.

[2] *Lakedemonski, A. V.* Lipirea şi aliaje pentru lipit. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[3] *Guleaev, A. P.* Tratamentul termic al oţelului, Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[4] *Schumann, H.* Metalurgie fizică. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[5] *Guleaev, A. P.* Metalurgie fizică. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

CZ 621.81:620.191.25

Cu privire la influenţa rugozităţii suprafeţelor asupra comportării organelor de maşini

DUMITRU DRAGU şi dr. ing. ŞTEFĂNUŢĂ ENACHE

Rugozitatea este unul dintre cei mai importanţi factori care determină calitatea stratului superficial al pieselor, influenţînd în mod hotărîtor comportarea şi durabilitatea organelor de maşini şi a sculelor aşchietoare. Un interes deosebit prezintă influenţa rugozităţii suprafeţelor care în timpul funcţionării realizează un contact activ, adică au o deplasare relativă una faţă de alta. Pentru suprafeţele „libere”, rugozitatea are o importanţă mai mică.

După cum se ştie, în desenele de execuţie a pieselor trebuie să se prescrie rugozitatea corespunzătoare pentru fiecare suprafaţă în parte. Pentru aceasta, proiectanţii folosesc fie indicaţiile din literatura de specialitate sau din normative, fie experienţa proprie, mai mult sau mai puţin subiectivă.

Aceste procedee nu satisfac în suficientă măsură exigenţele actuale legate de prescrierea judicioasă a rugozităţii suprafeţelor. În cele ce urmează, după o prezentare succintă a modului în care rugozitatea suprafeţelor determină comportarea organelor de maşini, se dau indicaţii cu privire la stabilirea rugozităţii în funcţie de precizia dimensională.

Influenţa rugozităţii asupra comportării organelor de maşini trebuie examinată sub următoarele aspecte : rezistenţa la uzură a suprafeţelor în contact, rezistenţa la coroziune, rezistenţa la oboseală a materialului pieselor în mişcare şi sub sarcină şi menţinerea pe o perioadă cît mai mare a ajustajului prescris pentru o anumită îmbinare. O astfel de examinare permite stabilirea şi recomandarea unor valori optime ale criteriului de rugozitate, care să satisfacă cerinţele proiectării şi producţiei şi care să uşureze în mare măsură munca proiectanţilor şi a constructorilor de maşini.

Numeroasele cercetări experimentale efectuate pînă în prezent [1], [2] arată că, în îmbinări, contactul dintre suprafețele pieselor-perechi nu are loc pe toată lungimea nominală și teoretică de contact L (fig. 1) impusă prin condițiile tehnice respective, ci numai pe anumite zone determinate de vîrfurile asperităților (fig. 2). Din această cauză suprafața efectivă de contact este mai mică decît suprafața nominală, fapt de care trebuie să se țină seamă la calculul presiunilor specifice și al rezistenței la uzură.

Diferența dintre suprafața nominală și suprafața efectivă de contact se poate exprima prin coeficientul de portanță K, egal cu raportul dintre suma proiecțiilor l_1, l_2, . . ., l_n ale lungimilor porțiunilor de contact pe o axă paralelă cu linia care reprezintă suprafața teoretică și lungimea nominală de contact L (fig. 2), adică;

$$K = \frac{l_1 + l_2 + \ldots + l_n}{L}.$$

Rezultatele cercetărilor experimentale [1] arată că la suprafețele prelucrate prin metodele obișnuite, ca strunjire, găurire, frezare, alezare etc., coeficientul de portanță este cuprins între 0,15 și 0,25 ; la suprafețele rectificate fin nu depășește valoarea 0,5, iar la suprafețele prelucrate prin metode speciale de suprafinisare (honuire, netezire cu discuri și cu pastă etc.) poate ajunge la 0,90. . . .0,97. Dacă se ține seamă și de abaterile de formă geometrică ale suprafețelor, valoarea coeficientului de portanță scade uneori și mai mult. Acest fapt duce la creșterea excesivă a presiunilor specifice, provocînd depășirea tensiunilor admisibile, apariția deformațiilor plastice, retezarea și distrugerea asperităților (particulele de metal rezultate vor lucra ca abraziv) și în ultimă instanță uzura intensă a pieselor. Conform curbei experimentale reprezentate în figura 3, intensitatea maximă a uzurii (uzura primară) se produce în prima perioadă de funcționare a pieselor, cînd în contact se găsesc cele mai înalte și mai ascuțite asperități, care au cea mai mică suprafață de contact,dînd astfel naștere la cele mai mari presiuni specifice. La sfîrșitul perioadei de uzură primară asperitățile se micșorează cu 60—75% din înălțimea maximă inițială.

După perioada uzurii primare urmează perioada uzurii stabile, cînd suprafața de contact se mărește, presiunea specifică și viteza de uzură micșorîndu-se considerabil.

Mărimea uzurii depinde în măsură însemnată de forma asperităților, iar aceasta este funcție de procedeul de prelucrare și de regimurile de lucru. De obicei, asperitățile subțiri dau o mai mică suprafață efectivă de contact și se uzează mai repede decît asperitățile groase. După perioada de uzură primară se observă de multe ori că rezistența la uzură a suprafețelor cu asperități subțiri crește în comparație cu rezistența suprafețelor care inițial au avut asperități groase.

Experiențele efectuate în acest sens [1] sînt edificatoare (fig. 4). Astfel, încercarea unor piese-model de fontă aliată cu duritatea HB = 196÷208, avînd aceeași înălțime a asperităților și aceeași suprafață efectivă de contact, a dat următoarele rezultate : piesele-model cu asperități subțiri (44 asperități pe cm — fig. 4, *a*) s-au uzat în proporție de 30% din înălțimea inițială a asperităților după 32 000 de curse duble (fig. 4, *b*), pe cînd piesele-model cu asperități groase (4 asperități pe cm—fig. 4, *c*) s-au uzat, după același număr de curse duble, numai în proporție de circa 15% din înălțimea inițială a asperităților (fig. 4, *d*). În continuare, viteza de uzură a asperităților subțiri s-a micșorat considerabil și după 192 000 de curse duble asperitățile s-au uzat în proporție de aproximativ 48% (fig. 4, *b*). La asperitățile groase, uzura a continuat în același ritm și a ajuns, tot după 192 000 de curse duble, la peste 70% (fig. 4, *d*).

Pentru a explica acest fenomen se observă că, în cazul suprafețelor cu asperități subțiri (deci mai multe pe unitate de suprafață), pelicula de lubrifiant se întrerupe, intervenind frecarea uscată care mărește uzura ; frecarea uscată se localizează pe o porțiune destul de mică, uzura fiind limitată mult ca întindere și intensitate. În cazul suprafețelor cu asperități groase (mai puține pe unitatea de suprafață), frecarea uscată se răspîndește pe o zonă întinsă și rezistența la uzură este mai scăzută.

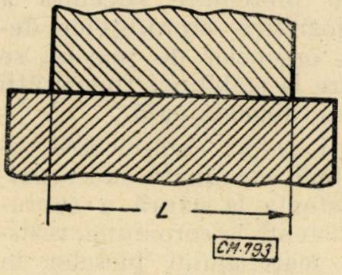


Fig. 1

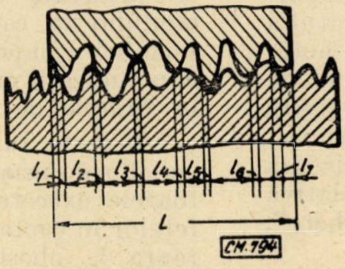


Fig. 2

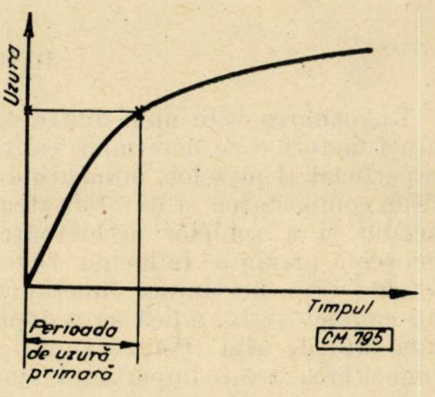


Fig. 3

Rezistenţa la coroziune a suprafeţelor depinde într-o măsură însemnată de mărimea asperităţilor după prelucrările de finisare, asperităţile mai mari şi mai ascuţite fiind mai intens corodate. Coroziunea asperităţilor are, în general, acelaşi caracter ca şi uzura obişnuită în sensul că în prima perioadă de funcţionare are loc o coroziune intensă, care apoi se stabilizează la valori mult mai reduse.

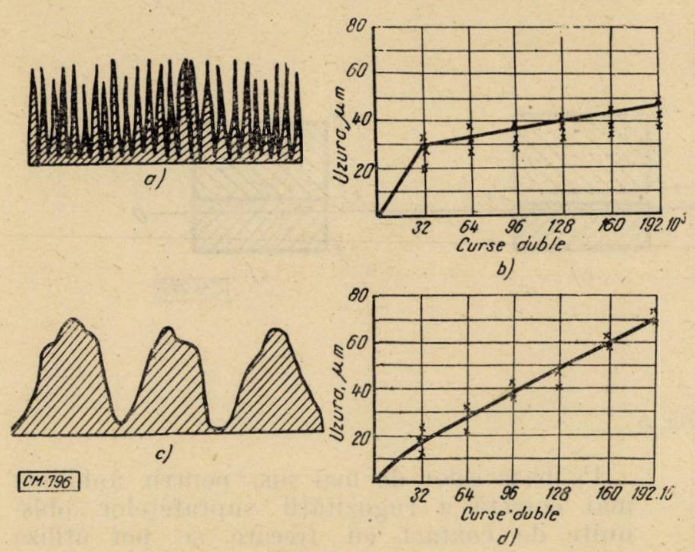


Fig. 4

În ceea ce priveşte influenţa rugozităţii suprafeţelor asupra rezistenţei la oboseală a pieselor, fundurile asperităţilor constituie, în general, concentratori de tensiuni, cu atît mai mari cu cît asperităţile sînt mai înalte. Din această cauză, pe suprafaţa rugoasă a pieselor supuse la sarcini dinamice variabile pot apărea fisuri foarte înguste. Sub influenţa defectelor de structură, neomogenităţii materialului, incluziunilor etc., o astfel de fisură se lărgeşte şi se adînceşte continuu şi rapid, putînd duce la distrugerea piesei.

Mult mai importantă în ceea ce priveşte comportarea organelor de maşini este influenţa asperităţilor suprafeţelor asupra menţinerii ajustajului impus de constructor. La suprafeţele de contact, executate la o anumită dimensiune în limitele de toleranţă prescrise, uzura primară a asperităţilor cu peste 50% din înălţimea lor iniţială poate provoca modificarea considerabilă a dimensiunilor prin mărirea alezajelor şi micşorarea arborilor. Ca urmare, felul ajustajului se va schimba la cele mai multe din îmbinările de acelaşi tip, determinînd o funcţionare defectuoasă a mecanismului respectiv.

Acest rezultat este cu atît mai pronunţat cu cît dimensiunile sînt mai mici şi precizia este mai mare. Prin aplicarea unui anumit procedeu de prelucrare şi a unui anumit regim de lucru se creează o legătură strînsă între rugozitate şi precizia dimensională, astfel că o dată cu precizia realizată se obţine o rugozitate determinată a suprafeţelor respective, indiferent de dimensiunea suprafeţei prelucrate.

Se poate, deci, ca o anumită rugozitate să aibă asupra ajustajului o influenţă foarte mare în cazul dimensiunilor mici şi preciziilor înalte şi să intervină foarte puţin sau de loc în schimbarea ajustajului atunci cînd dimensiunile sînt mari şi precizia este mică. În cazurile intermediare (dimensiuni mici şi precizie mică sau dimensiuni mari şi precizie mare) se ia în considerare factorul mai pretenţios, adică dimensiunile mici şi, respectiv, precizia mare.

Pentru ilustrarea celor arătate se prezintă cîteva exemple.

Exemplul 1. Se presupune că pentru o anumită asamblare se prescrie ajustajul intermediar cu frecare $\Phi 6\,\frac{JE\,2}{ta\,2}=\frac{\Phi\,6^{+0,013}}{\Phi\,6\,\pm\,0{,}004}$, reprezentat grafic în figura 5 *a*, la care jocul maxim este de 17 µm, iar strîngerea maximă — de 4 µm. Dacă finisarea se execută prin strunjire fină sau rectificare, rugozitatea prealabilă apreciată cu ajutorul criteriului înălţimii medii a asperităţilor este $R_z = 6{,}3$ µm, respectiv $R_z = 3{,}2$ µm. La o uzură a asperităţilor de numai 50% din valoarea iniţială, înregistrată după o perioadă scurtă de funcţionare, dimensiunile efective ale celor două suprafeţe cilindrice în contact se schimbă prin deplasarea diametrelor limită ale alezajului şi arborelui cu circa 3 µm, respectiv cu circa 2 µm. În acest mod, ajustajul dat se transformă aproximativ într-un ajustaj semiliber $\frac{\Phi\,6^{+0,016}_{+0,003}}{\Phi\,6^{+0,001}_{-0,007}}$ în cazul $R_z = 6{,}3$ µm (fig. 5, *b*), respectiv într-un ajustaj alunecător $\frac{\Phi 6^{+0,015}_{+0,002}}{\Phi 6^{+0,002}_{-0,006}}$ în cazul $R_z = 3{,}2$ µm (fig. 5 *c*). În consecinţă, pentru a se conserva condiţiile de asamblare şi funcţionare a pieselor, rugozitatea nu trebuie să depăşească 1,6 µm.

Exemplul 2. Se consideră ajustajul alunecător $\Phi\ 30\ \frac{JE\,2}{je\,2}=\frac{\Phi\,30^{+0,023}}{\Phi\,30_{-0,014}}$, reprezentat grafic în figura 6, *a*. Dacă prin prelucrare rezultă o rugozitate de 6,3 µm, uzura asperităţilor transformă acest ajustaj într-un ajustaj semiliber (fig. 6 *b*), ceea ce arată că în cazul dat trebuie aplicat un procedeu de prelucrare finală care să asigure o rugozitate de 3,2 — 1,6 µm.

Exemplul 3. Se consideră ajustajul $\Phi\,200\,\frac{JE\,3}{tb\,3}= \frac{\Phi\,200^{+0,073}}{\Phi\,200^{+0,051}_{+0,004}}$ (fig. 7). Procedeul de prelucrare, acelaşi ca şi în exemplele anterioare, dar cu regimuri de aşchiere diferite, asigură precizia cerută şi totodată rugozitatea de 6,3 µm. Se poate constata uşor că uzura parţială sau aproape totală a asperităţilor nu produce o schimbare cît de cît sensibilă a dimensiunilor, din cauza toleranţelor mari, deci caracterul ajustajului se păstrează. Mai mult decît atît, se poate aplica o metodă de prelucrare mai economică care să asigure precizia cerută şi o valoare minimă a rugozităţii de 12,5 µm.

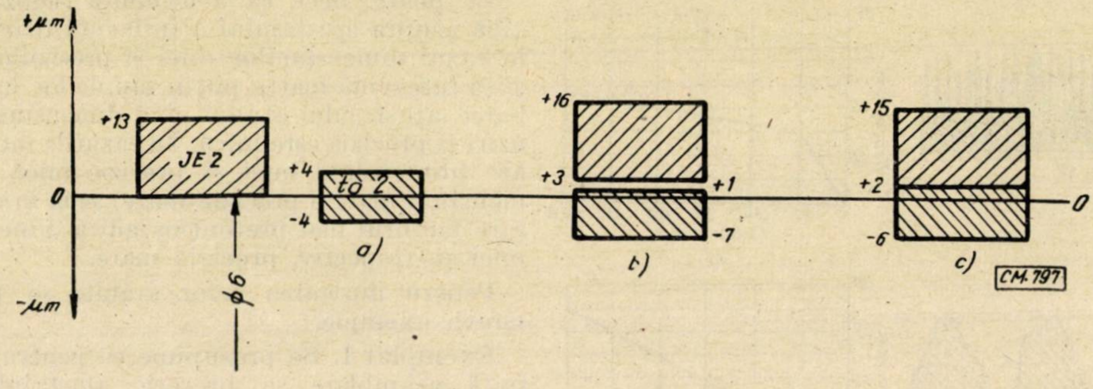


Fig. 5

Exemplele date se referă doar la ajustajele cu joc şi intermediare. Considerentele expuse sînt valabile şi pentru ajustajele cu strîngere, în special pentru cele presate la cald sau speciale. În aceste cazuri asperităţile mari micşorează uneori considerabil rezistenţa îmbinărilor şi acestea ies curînd din funcţiune.

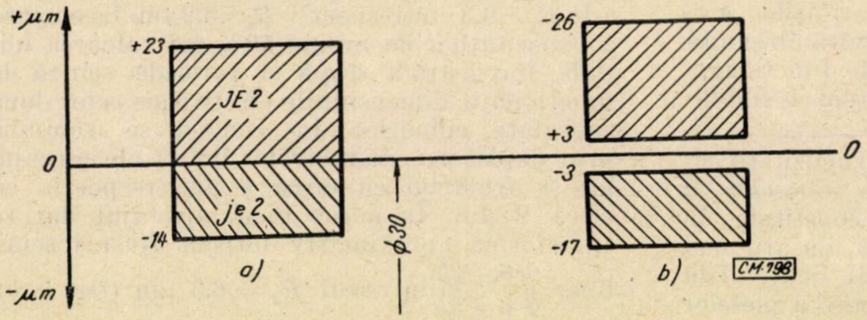


Fig. 6

Exemplul 4. Se prescrie ajustajul presat $\Phi\ 5\ \frac{JE2}{sb2}=\frac{\Phi 5^{+0.013}}{\Phi 5^{+0.023}_{+0.015}}$ (fig. 8 *a*), la care strîngerea minimă este de 2 µm şi strîngerea maximă de 23 µm şi prin prelucrarea fiecărei piese în parte se obţine o rugozitate de 6,3 µm. Prin îmbinare vîrfurile asperităţilor se rup şi dacă înălţimea lor se micşorează astfel cu aproximativ 50%, ajustajul se transformă în $\frac{\Phi 5^{+0.016}_{+0.003}}{\Phi 5^{+0.020}_{+0.012}}$ (fig. 8 *b*) asemănător cu ajustajul intermediar blocat, la care $s_{min} = -4$ µm (de fapt un joc maxim) şi $s_{max}=17$ µm. Aceasta înseamnă că în realitate în îmbinări pot apărea strîngeri (mai mici în general decît cele prescrise), dar şi jocuri, care fac ca îmbinările să fie inutilizabile. Pentru ca ajustajul prescris să rămînă neschimbat, rugozitatea maximă trebuie să fie de 0,8 µm.

Pe baza celor de mai sus, pentru stabilirea mai corectă a rugozităţii suprafeţelor obişnuite de contact cu frecare se pot utiliza următoarele relaţii [1]:

$$R_z = (0,10\ldots0,15)\ T,\ \mu\text{m},$$

pentru dimensiuni (diametre) mai mari de 50 mm;

$$R_z = (0,15\ldots0,20)\ T,\ \mu\text{m},$$

pentru dimensiuni (diametre) cuprinse între 18 şi 50 mm;

$$R_z = (0,20\ldots0,25)\ T,\ \mu\text{m},$$

pentru dimensiuni (diametre) între 1 şi 18 mm, unde T este toleranţa piesei.

Întrucît la precizii înalte (clasele 1,2 şi 3) toleranţa alezajului este mai mare decît toleranţa arborelui, în relaţiile precedente se va lua în consideraţie toleranţa uneia din cele două piese în funcţie de condiţiile concrete.

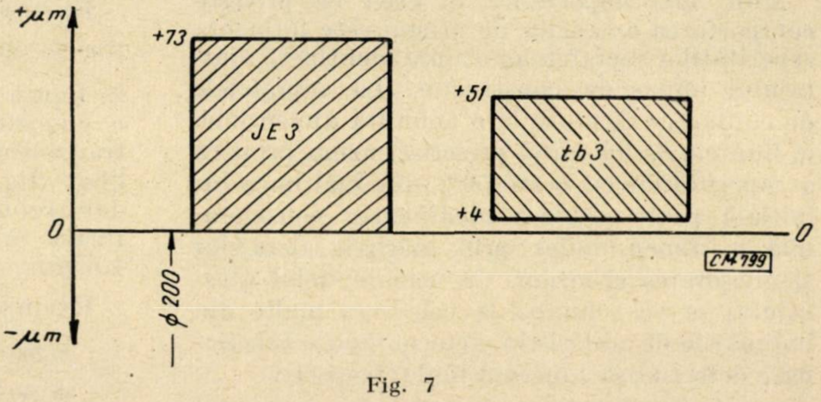


Fig. 7

În scopul de a minimaliza influenţa rugozităţii asupra ajustajelor şi de a uşura munca proiectanţilor, în tabela 1 se dau valorile maxime admise pentru rugozitatea suprafeţelor de contact activ în funcţie de dimensiuni şi de precizia dimensională. Drept criteriu de rugozitate este aleasă abaterea medie aritmetică a asperităţilor R_a (STAS 5730—57), ca fiind cel mai frecvent prescris în desenele de execuţie ale pieselor. Pentru situaţii şi condiţii tehnice speciale (frecare şi uzură cît mai mici, rezistenţă mai mare la oboseală şi la încărcări dinamice ridicate, rezistenţă mai înaltă la coroziune, luciu etc.), valorile din tabelă pot fi micşorate după necesităţi, pe baza unor cercetări experimentale. La întocmirea tabelei s-au luat în consideraţie numai precizii pînă la clasa a 5-a inclusiv, celelalte clase de precizie fiind foarte rar folosite pentru suprafeţele de contact în mişcare.

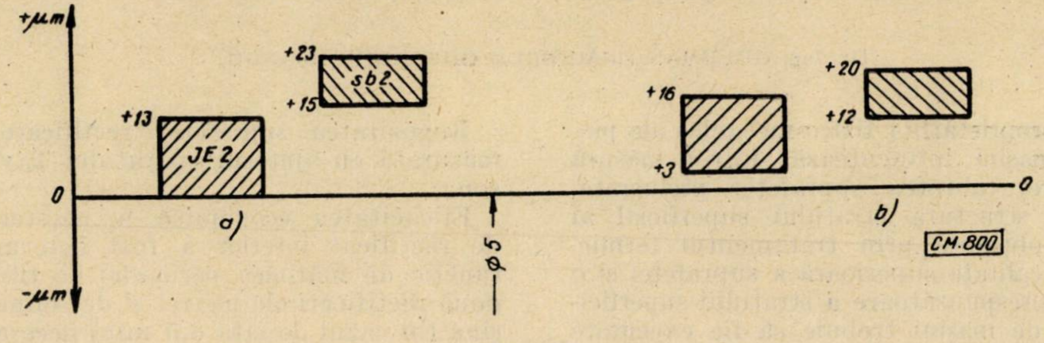


Fig. 8

Tabela 1

Diametrele nominale, mm	Clasele de precizie					
	0*	1(5,6)**	2(6,7)**	3 (7,8)**	4(~9)**	5(10)**
1—2	0,032—0,100	0,125—0,200	0,25—0,40	0,5—0,8	1,0—1,6	2,0— 3,2
3—6	0,032—0,100	0,125—0,200	0,25—0,80	0,5—0,8	1,0—1,6	2,0— 3,2
6—10	0,063—0,100	0,125—0,400	0,25—0,80	0,5—1,6	1,0—1,6	2,0— 6,3
10—18	0,063—0,200	0,25 —0,40	0,50—0,80	1,0—1,6	2,0—3,2	4,0— 6,3
18—30	0,063—0,200	0,25 —0,40	0,50—0,80	1,0—1,6	2,0—3,2	4,0— 6,3
30—50	0,125—0,200	0,25 —0,80	0,50—1,60	1,0—1,6	2,0—3,2	4,0— 8,0
50—80	0,125—0,200	0,50 —0,80	0,50—1,60	1,0—3,2	2,0—3,2	6,3— 8,0
80—120	0,125—0,400	0,50— 0,80	1,0 —1,6	2,0—3,2	2,0—6,3	6,3—12,5
120—180	0,250—0,400	0,50 —1,60	1,0 —1,6	2,0—3,2	3,2—6,3	8,0—12,5
180—260	0,25 —0,80	1,0 —1,6	1,0 —3,2	2,0—3,2	4,0—6,3	8,0—12,5
260—360	0,25—0,80	1,0 —1,6	2,0 —3,2	2,0—3,2	4,0—6,3	8,0—16,0
360—500	0,50—0,80	1,0 —1,6	2,0 —3,2	2,0—3,2	4,0—6,3	8,0—16,0

* Clasa de precizie ,,0" se referă la preciziile superioare clasei 1—STAS şi calităţii 5—ISO (de exemplu, la dimensiunile suprafeţelor de măsurare ale instrumentelor şi aparatelor de măsurare, ale calibrelor limitative etc.).

** În paranteze sînt date notaţiile claselor de precizie, respectiv calităţilor corespondente din ISO. În cazul a două cifre, prima reprezintă calitatea corespondentă pentru arbori, iar a doua — pentru alezaje.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Matalin, A. A.* Kacestvo poverhnosti i expluataţionnîie svoistva detalei maşin. Moscova, 1960.
[2] Kacestvo poverhnostei detalei maşin, sb. 5 M. A.N. S.S.S.R., 1961.
[3] *Perthen, J.* Netezirea suprafeţei. În: V.D.I. Zeit., 25. 1964.
[4] *Kovan, V. M.* Osnovî tehnologii maşinostroenia. Moscova, 1959.
[5] Scule aşchietoare (standarde şi comentarii). Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

CZ 621.822.723/724:621.923

Rectificarea interioară a inelelor de rulmenţi cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei abrazive

Dr. Ing. GHERMAN DRĂGHICI şi GHEORGHE BOANGIU

Asupra proprietăţilor fizico-mecanice ale pieselor de maşini influenţează, într-o măsură foarte mare, calitatea suprafeţei prelucrate, precum şi structura stratului superficial al suprafeţei obţinute prin tratamentul termic. Pe lîngă o calitate superioară a suprafeţei şi o structură corespunzătoare a stratului superficial, piesele de maşini trebuie să fie executate şi cu un înalt grad de precizie atît în ceea ce priveşte forma geometrică a suprafeţelor, cît şi dimensiunile respective.

În afară de aceasta, calităţile superioare ale pieselor de maşini trebuie să fie realizate prin metode tehnologice care să asigure o productivitate ridicată şi un preţ de cost scăzut. Astfel, metodele tehnologice respective trebuie să nu necesite utilaje speciale greu accesibile întreprinderilor, ci să fie cît mai uşor de aplicat în producţie cu minimum de investiţii.

În cadrul articolului se prezintă o metodă tehnologică modernă, care îndeplineşte condiţiile arătate mai sus, în cazul prelucrării prin rectificare a inelelor de rulmenţi, verificîndu-se experimental afirmaţiile [1] referitoare la influenţa introducerii lichidului de răcire-ungere la rectificare în zona de aşchiere prin interiorul discului de rectificat, în comparaţie cu metoda obişnuită (introducerea prin exteriorul discului), asupra schimbării structurii stratului superficial al suprafeţei rectificate ; uzurii muchiilor aşchietoare ale granulelor abrazive ale discului de rectificat ; rugozităţii suprafeţei rectificate şi eficacităţii economice a metodei tehnologice respective.

Pentru a se putea studia schimbarea structurii stratului superficial al suprafeţei rectificate s-au confecţionat, din material utilizat la fabricaţia de rulmenţi, inele secţionate longitudinal în două părţi egale avînd diametrul exterior $D = 70$ mm, diametrul interior $d = 55$ mm şi cu lăţimea $l = 18$ mm. Inelele au fost călite la duritatea de 55 HRC. Studierea structurii stratului superficial s-a făcut la microscop după metoda cunoscută, pe suprafaţa secţionată.

Studiul uzurii muchiilor aşchietoare ale granulelor abrazive s-a realizat prin măsurarea diametrului pietrei de rectificat, după intervale de timp de 3,5 min, în care s-a îndepărtat cîte un strat de metal de 0,35 mm grosime. Pentru măsurarea diametrului exterior al pietrei de rectificat s-a folosit un micrometru de sutimi.

Rugozitatea suprafeţei rectificate a fost măsurată cu ajutorul aparatului Taylor Hobson.

Eficacitatea economică a acestei metode de rectificat interior a fost determinată în funcţie de mărimea perioadei de timp dintre două rectificări ale pietrei şi de timpul de maşină (în cazul de faţă 3,5 min) necesar pentru îndepărtarea de pe suprafaţa piesei a unui strat de metal egal cu adaosul de prelucrare lăsat pentru rectificare (0,35 mm). Făcînd raportul acestor două mărimi (durabilitatea exprimată în minute în funcţie de uzura maximă admisă şi timpul de maşină pe bucată) rezultă numărul de piese care se pot rectifica în intervalul dintre două îndreptări ale pietrei de rectificat.

Dacă se ţine seamă şi de consumul de pietre de rectificat şi de timpul auxiliar necesar pentru rectificarea cu diamantul a pietrei, eficacitatea economică a metodei propuse, faţă de metoda obişnuită, reiese şi mai mult în evidenţă.

Cu acelaşi regim de aşchiere s-a rectificat acelaşi inel prin metoda propusă (cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei de rectificat), prin metoda obişnuită şi fără răcire cu lichid.

Regimul de aşchiere ales a fost următorul : viteza periferică a pietrei de rectificat $v_p = 9$ m/s, viteza periferică a inelului de rulment $v_i = 11$ m/min, avansul longitudinal $s_{long} = 550$ mm/min, iar avansul transversal al pietrei de rectificat $s_{tr} = 0{,}01$ mm/cursă dublă.

După cum se vede, regimul de aşchiere este intens. S-a ales acest regim cu scopul de a crea condiţii mai grele pentru granulele abrazive, pentru a se scoate mai uşor în evidenţă influenţa introducerii lichidului de răcire-ungere la rectificare în zona de aşchiere prin interiorul pietrei de rectificat, în comparaţie cu metoda veche.

Piatra cu care s-a făcut rectificarea a fost de fabricaţie austriacă ,,Tirolit'', cu granulaţia de 80 (16 după STAS) şi duritatea K. Caracteristicile pietrei, după firma producătoare, sînt : 26 A ; 80 K ; 5 V.

Experienţele au fost realizate pe o maşină de rectificat interior, tip Cugir.

Pentru a se putea introduce lichidul de răcire-ungere în zona de aşchiere prin interiorul pietrei abrazive s-a înlocuit axul original al broşei de rectificat cu un ax găurit *1* (fig. 1) prevăzut la un capăt cu un filet pentru fixarea unei bucșe de reducție *2*. Bucșa respectivă este confecționată din alamă. Bucșa *3* confecționată din oțel călit este rectificată la exterior și prevăzută cu filet la un capăt, pentru fixarea în corpul robinetului de reglare.

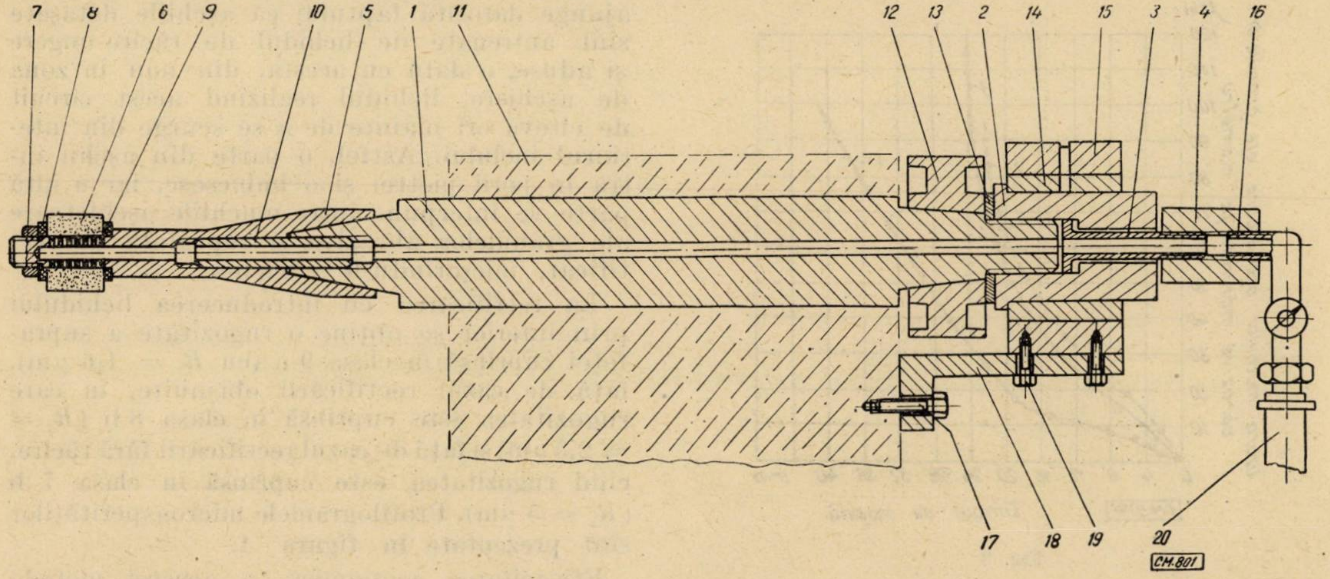


Fig. 1

La celălalt capăt al axului broșei se fixează, printr-un filet, tija portpiatră de rectificat *5*, prevăzută și cu o gaură pe aproape toată lungimea ei. Pe porțiunea de fixare a pietrei de rectificat, tija este prevăzută cu mai multe găuri radiale prin care lichidul de răcire-ungere ajunge în contact cu piatra de rectificat *6*. Piatra de rectificat este fixată pe tijă cu piulița *7*.

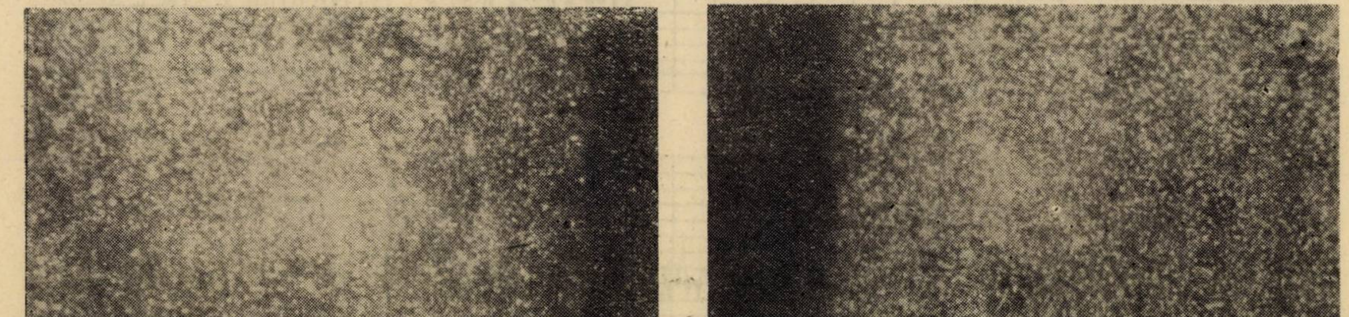


Fig. 2 *a* și *b*

Lichidul de răcire-ungere (emulsie) este adus de la pompa mașinii printr-o conductă elastică *20*. Pentru filtrarea lichidului s-a folosit o hîrtie specială de filtru.

Inelul de rectificat a fost fixat în universalul mașinii prin intermediul unei bucșe elastice.

În fotografiile din figura 2 sînt prezentate structurile straturilor superficiale ale suprafeței rectificate. Astfel, în figura 2, *a* este reprezentată structura stratului superficial al suprafeței rectificate cu introducerea în zona de așchiere a lichidului de răcire-ungere prin exteriorul pietrei de rectificat.

În figura 2, *b* este reprezentată structura stratului superficial al suprafeței rectificate fără răcire.

La rectificarea cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei de rectificat nu s-au observat modificări în structura stratului superficial al suprafeței.

Se observă din fotografia prezentată în figura 2, *a* că structura stratului superficial s-a modificat prin transformarea austenitei reziduale în martensită, din cauza călirii secundare.

Variația uzurii muchiilor așchietoare ale pietrei de rectificat este reprezentată în diagrama din figura 3. În această diagramă,

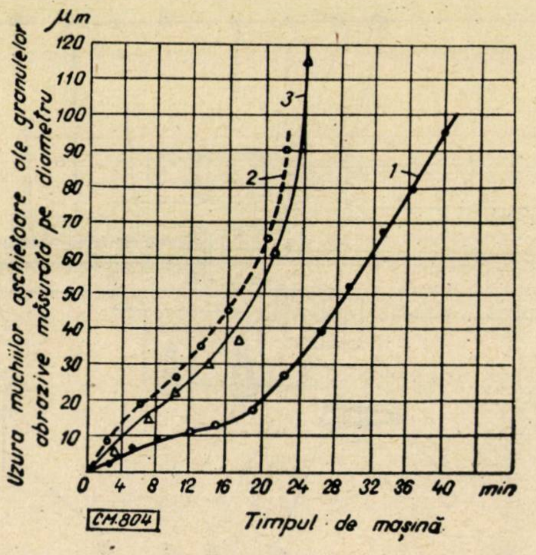


Fig. 3

curba 1 reprezintă variația uzurii muchiilor așchietoare ale pietrei de rectificat la rectificarea cu introducerea lichidului de răcire-ungere în zona de așchiere prin interiorul acesteia. Dacă se admite ca uzura maximă să fie de 100 μm, se observă că la această valoare se ajunge după un timp de mașină de circa 40 min.

La aceeași valoare a uzurii maxime, în cazul rectificării obișnuite cu răcirea prin exteriorul pietrei de rectificat (curba 2), s-a ajuns după un timp de mașină de numai 22 min.

La rectificarea uscată, fără răcire cu lichid (curba 3), uzura maximă se atinge după un timp de 24 min, aproximativ egal cu cel din cazul precedent. La această situație se ajunge datorită faptului că așchiile detașate sînt antrenate de lichidul de răcire-ungere și aduse, o dată cu acesta, din nou în zona de așchiere, lichidul realizînd acest circuit de cîteva ori înainte de a se scurge din interiorul inelului. Astfel, o parte din așchii intră în porii pietrei și o îmbîcsesc, iar o altă parte se interpune între muchiile așchietoare ale granulelor abrazive și suprafața de rectificat, micșorîndu-le eficiența.

La rectificarea cu introducerea lichidului prin interior se obține o rugozitate a suprafeței cuprinsă în clasa 9 a (cu $R_z = 1{,}6$ μm), față de cazul rectificării obișnuite, în care rugozitatea este cuprinsă în clasa 8 b ($R_z = 2{,}5$ μm) și față de cazul rectificării fără răcire, cînd rugozitatea este cuprinsă în clasa 7 b ($R_z = 5$ μm). Profilogramele microasperităților sînt prezentate în figura 4.

Eficacitatea economică a acestei metode față de metodele obișnuite reiese din rezultatul calculelor făcute după metodica de cercetare expusă mai sus. Din diagrama reprezentată în figura 3 se vede că perioada de timp dintre două îndreptări ale pietrei de rectificat este de 40 min. Timpul de mașină pentru îndepărtarea unui adaos de prelucrare de 0,35 mm de pe suprafața de rectificat a unei piese este de 3,5 min. Deci între două îndreptări ale pietrei se pot rectifica un număr de piese egal cu : 40/3,5 = 11 buc.

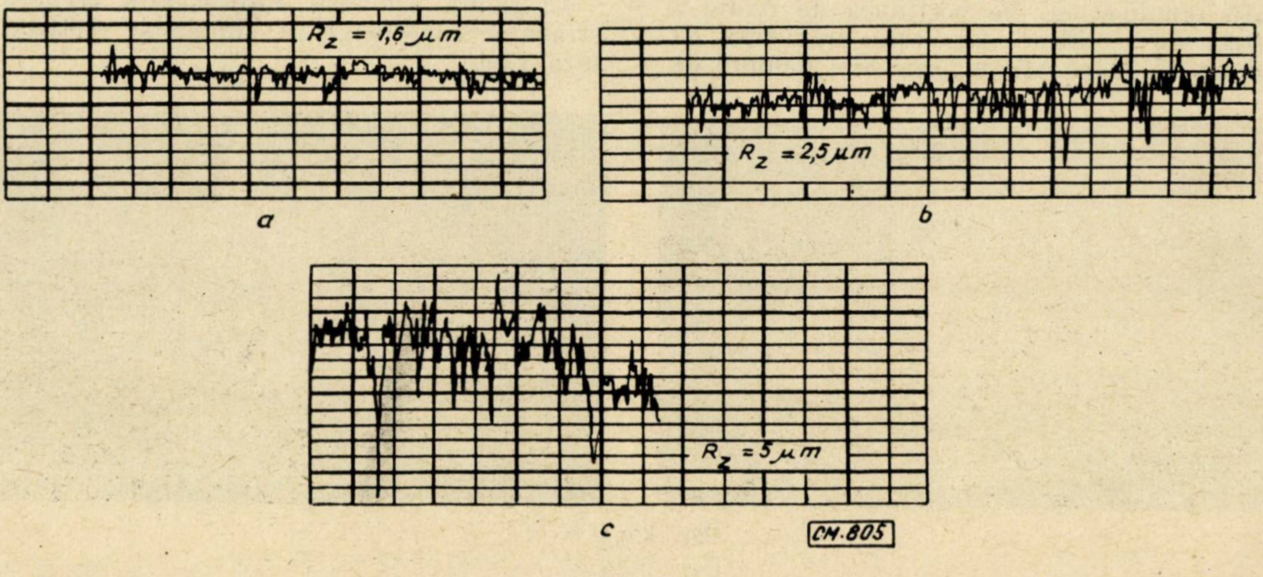


Fig. 4

Dacă rectificarea se face după metoda obișnuită, fie cu răcire prin exteriorul pietrei de rectificat, fie fără răcire între două îndreptări ale pietrei se pot rectifica numai : 22 și 3,5 = 6 buc.

Ținînd seamă și de timpul auxiliar necesar pentru îndreptarea discului, rezultă în mod și mai evident superioritatea noii metode față de metodele vechi.

În plus se mărește mult și precizia de prelucrare, datorită uzurii foarte mici a pietrei de rectificat în timpul prelucrării unei piese. Din diagrama prezentată în figura 3 se vede că timp de 20 min, în care are loc rectificarea a 6 buc. piese, diametrul pietrei de rectificat s-a micșorat numai cu 20 μm, iar de la o piesă la alta cu numai 2—3μm, ceea ce permite lucrul pe mașini reglate la cotă cu toate avantajele cunoscute ale procedeului.

În concluzie, metoda de rectificare prezentată oferă o serie de avantaje față de metodele vechi de rectificare :

— se evită modificarea structurii inițiale a stratului superficial al suprafeței rectificate ;

— se micșorează mult uzura muchiilor așchietoare ale granulelor abrazive, mărindu-se durabilitatea acestora ; micșorarea uzurii duce și la reducerea consumului de pietre de rectificat, rezultînd reducerea prețului de cost al rectificării interioare, prelucrare în general costisitoare ;

— se îmbunătățește calitatea suprafeței rectificate cu 1—2 clase (de la clasa a 7-a la clasa a 9-a) ;

— se ameliorează proprietățile fizico-mecanice ale pieselor rectificate ;

— se înlătură complet deformația termică a piesei, îmbunătățindu-se condițiile de control al dimensiunilor ;

— se îmbunătățesc condițiile de lucru prin înlăturarea particulelor în suspensie din zona de respirație a muncitorului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, Gh.* Rectificarea exterioară cilindrică cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul discului de rectificat. În : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 10, 1962.

CZ 621.43-33

Mărirea durabilității supapelor motoarelor cu ardere internă

ANTON LEONTE

1. *Aspecte economice ale durabilității pieselor motoarelor cu ardere internă*

Una dintre problemele cele mai importante ale uzinelor constructoare de motoare cu ardere internă este mărirea durabilității pieselor, deoarece prin aceasta se mărește siguranța în exploatare și timpul total al duratei de funcționare între două reparații. În acest sens există tendința de îmbunătățire constructivă a formei pieselor, cum și aceea de schimbare a proceselor tehnologice sau de introducere a unor procedee noi, astfel ca prin modificarea regimului solicitărilor și îmbunătățirea proprietăților mecanice și a calității de suprafață să se obțină o comportare mai bună în ansamblu. Desigur că introducerea unor schimbări constructive sau a unor procese tehnologice care măresc durabilitatea pieselor duce în același timp la o creștere a costului acestora ; dacă însă se ține seamă de toate elementele de exploatare, se poate trage concluzia că economiile realizate prin mărirea duratei de funcționare a pieselor sînt mult mai mari decît cheltuielile suplimentare efectuate pentru aplicarea proceselor care contribuie la mărirea durabilității.

Pe de altă parte, problema măririi durabilității pieselor devine pregnantă o dată cu ridicarea performanțelor motoarelor, care este legată de creșterea vitezelor, a sarcinilor dinamice, a numărului de cicluri în unitatea de timp în cazul solicitărilor la oboseală, a temperaturilor etc. În consecință, apare necesitatea găsirii unui echilibru din care să rezulte economicitatea măririi durabilității pieselor de motor, ținînd seamă de durata procesului inevitabil de uzură, care are loc în condițiile normale de funcționare, cum și de necesitatea absolută de mărire a performanțelor.

2. *Problemele specifice supapelor motoarelor cu ardere internă*

Între piesele care suferă solicitări și uzură deosebite la motoarele cu ardere internă, supapele și sediul lor din chiulasă sau din blocul cilindrilor ocupă un loc important, alături de celelalte organe care vin în contact cu gazele arse, cum sînt cilindrii, pistoanele și segmenții.

Elementele funcționale care determină uzura ansambului supapă-scaun și supapă-ghid sînt atît de complexe, încît au fost necesare numeroase studii și încercări pentru a preciza căile de mărire a durabilității. În cele ce urmează se prezintă o scurtă trecere în revistă a factorilor care determină buna comportare şi influenţa acestor factori asupra durabilităţii.

2. 1. *Materialul supapelor.* Supapele de motor sînt supuse unor solicitări care impun materialelor utilizate o serie de condiţii speciale. Acţionarea prin şoc de către arborele cu came produce solicitări de întindere-compresiune şi înconvoiere în tija supapei şi solicitări de încovoiere şi compresiune în talerul supapei. Mărimea solicitării la oboseală prin şoc este dependentă de forma şi greutatea supapei şi de condiţiile de acceleraţie a mişcării supapei.

La aceste solicitări se adaugă în general uzura, la supapele de evacuare solicitările termice, iar la supapele de aspiraţie coroziunea chimică. Datorită acestui complex de solicitări, materialele pentru supape trebuie să fie caracterizate prin calităţi deosebite, după cum urmează :

a) Bune proprietăţi fizico-mecanice, pînă la cele mai înalte temperaturi întîlnite în exploatarea motoarelor, fiind totodată refractare şi rezistente la fluaj.

b) Rezistenţă înaltă la oxidare şi coroziune, la acţiunea gazelor de ardere, avînd temperaturi pînă la circa 870°C, sau, în unele cazuri, la acţiunea gazelor provenite din combustibili cu adaosuri antidetonate.

c) Puncte critice mai mari decît temperaturile cele mai înalte de exploatare, pentru a-şi menţine stabilitatea structurală şi a se evita călirea în aer.

d) Duritate suficientă pentru o înaltă rezistenţă la uzură în ghidul supapei şi pe scaun.

e) Uşurinţă la forjare şi prelucrare mecanică.

f) Conductibilitate termică ridicată, pentru a împiedicat supraîncălzirea şi tasările.

g) Stabilitate a proprietăţilor sub acţiunea variabilă, repetată şi de durată a temperaturilor de lucru.

Urmărind aceste calităţi, a fost utilizată pînă în prezent o mare varietate de oţeluri ; în ultima vreme, cele mai frecvent folosite sînt oţelurile aliate de tipul Cr, Ni, Cr-Ni pentru supapele de admisie şi Cr-Si, Cr-Ni-Si, Cr-Ni-W pentru supapele de evacuare. Astăzi se utilizează exclusiv oţeluri austenitice, cele mai reprezentative fiind cunoscute sub denumirea prescurtată 18—8 şi 14—14—2 (cifrele reprezintă conţinutul mediu de crom, nichel şi, respectiv, wolfram). Austenita, prin efectul nichelului şi cromului, este cauza înaltei refractarităţi, iar cementita liberă distribuită în interiorul grăunţilor, contribuie la creşterea acestei proprietăţi, prin îngreunarea alunecării interioare şi a deplasării grăuntelui. Neavînd puncte de transformare, aceste oţeluri îşi păstrează structura practic neschimbată la orice temperatură care poate fi întîlnită în funcţionarea motoarelor cu ardere internă ; datorită acestui fapt, caracteristicile la cald, rezistenţa la fluaj şi indicele de oxidare au valori foarte bune.

2. 2. *Procedeul tehnologic de deformare la cald.* Metoda de prelucrare la cald a supapelor trebuie să asigure o simetrie perfectă a fibrajului faţă de axa geometrică a piesei ; de asemenea, s-a constatat că rezistenţa la coroziune se măreşte simţitor dacă piesa rămîne neprelucrată şi uşor oxidată în zona de trecere tijă-taler. Acest avantaj, alături de cel al fibrajului corespunzător, este asigurat de metoda electrorefulării, introdusă relativ recent la supapele motoarelor fabricate de Uzina „23 August". Metoda se bazează pe efectul de încălzire prin contact a unei porţiuni de material cuprinse între un electrod-nicovală fix şi două bacuri de strîngere din cupru electrolitic sau aluminiu. După electrorefulare, talerul supapei se matriţează la aceeaşi încălzire pe o presă cu fricţiune.

Fibrajul corect, absenţa fisurilor radiale sau circulare în taler şi a zonelor de supraîncălzire locală asigură o comportare bună la solicitări şi în mod inerent creşterea duratei de funcţionare.

2. 3. *Procedeul tehnologic de prelucrare la rece.* Pentru prelucrarea la rece a supapelor este în prezent folosit aproape în exclusivitate procedeul de copiere pe strung. Avantajul acestui procedeu constă în asigurarea uniformităţii formei geometrice a pieselor şi în realizarea unei productivităţi ridicate. Prelucrarea prin aşchiere nu influenţează durabilitatea supapelor decît în cazul cînd determină apariţia tensiunilor sau amorselor de rupere, astfel că nu constituie obiectul lucrării de faţă. În cele ce urmează se arată însă că introducerea unor procedee tehologice noi de prelucrare la rece contribuie la o îmbunătăţire a durabilităţii.

3. *Mărirea durabilităţii supapelor*

Ţinînd seamă de solicitările complexe la care sînt supuse, este necesar ca supapele să prezinte unele calităţi localizate astfel : partea de aşezare pe scaun trebuie să fie dură, pentru a nu se uza rapid şi să aibă rezistenţă chimică, pentru a nu suferi deteriorări prin coroziune ; tija supapelor trebuie să aibă rezistenţă mecanică ridicată, dilatare mică, conductibilitate bună şi duritate suficientă pentru a nu se uza.

3. 1. O metodă modernă de mărire a durabilităţii supapelor motoarelor de tracţiune şi Diesel de putere mijlocie (folosită mai demult la motoarele de avion), constă în depunerea prin sudură a unui strat de aliaj dur de tip STELLIT sau AKRIT pe talerul supapei, în zona de contact cu scaunul. În tabela 1

sînt indicate cîteva materiale de acest tip și proprietățile lor mecanice.

Tabela 1

Denumirea după DIN 17006	Compoziția chimică					Duritatea stratului depus, HRC	Greutatea specifică, kg/dm^2
	C	Cr	Ni	W	Co		
AKRIT Co 40 X 110 CoCrW 6327	1,2	27	–	4,5	rest	40	8,4
AKRIT CO 50 X 220 COCrW 5527	2,2	27	–	14	rest	50	8,4
AKRIT Co 58 X 280 CoCrW 4331	2,8	31	–	23	rest	58	8,5
AKRIT FeCr 50 X 260 CrSi 272	2,6	27	rest	–	–	48	7,6
AKRIT B 55 X 50 NiCrSi B 729	–	8,5	rest	–	–	55–60	7,8

La motoarele de automobile, la motoarele Diesel pentru autocamioane, cum și la cele industriale se folosesc în mod curent supapele stelitate, deoarece prezintă avantajul deosebit de a fi rezistente la șocuri termice, uzură și de a asigura o închidere perfectă.

O problemă dificilă în realizarea acestui procedeu este alegerea metodei de depunere a aliajului dur (manuală sau automată). Încălzirea se face în ambele cazuri oxiacetilenic. Supapa este așezată pe un suport rotativ acționat mecanic, cu posibilitate de a varia viteza de rotație, care este determinată de diametrul supapei. Suportul rotativ este executat din material ceramic, pentru a împiedica cedarea de căldură în timpul depunerii aliajului dur ; unele firme folosesc pentru suport cupru sau oțelul inoxidabil, în scopul de a evita arderea materialului supapei prin supraîncălzire, în care caz se asigură o încălzire simultană și rapidă a întregului contur încărcat.

Procesul de depunere a aliajului dur comportă, în primul rînd, preîncălzirea materialului supapei la circa 300°C. Flacăra trebuie să fie reglată în exces de acetilenă și să aibă zona reducătoare de 5—6 mm, iar lungimea totală de 20—24 mm. Preîncălzirea trebuie să fie cît mai uniformă, cu menținerea cît mai constantă a temperaturii, astfel ca să se evite formarea de oxizi. Se trece apoi la încălzirea treptată pînă „la roșu” a materialului supapei și a baghetei de aliaj dur, după care se face depunerea prin metoda picăturii. Procesul are loc prin mai multe treceri, în funcție de grosimea stratului ce trebuie depus. Viteza de depunere se determină prin încercări, acordînd o grijă deosebită evitării arderii materialului supapei. Retragerea flăcării are o mare importanță ; ea se realizează lent, la fel ca și răcirea pieselor, astfel ca să nu apară retasuri sau porozități.

În vederea încărcării, suprafața talerului supapei trebuie pregătită prin strunjire (fig. 1, *a*). Stratul depus (fig. 1, *b*) se aduce la forma finală (fig. 1, *c*) prin rectificare, folosind ca bază tehnologică tija supapei. Prin măsurării efectuate pe supape stelitate din fabricația Uzinei „23 August” s-a constatat că duritatea zonei încărcate este de 35—45 HRC, ceea ce înseamnă o îmbunătățire simțitoare a rezistenței la uzură.

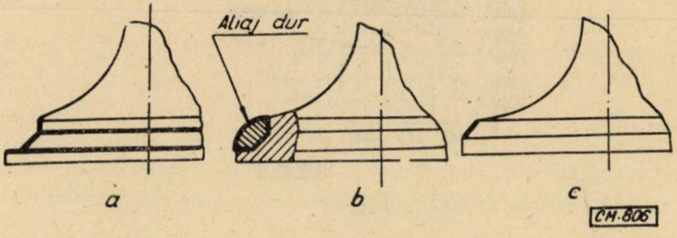


Fig. 1

Tehnica depunerii manuale este totuși greoaie și cu rezultate oarecum nesigure în ceea ce privește uniformitatea încălzirii, grosimii stratului și absenței efectelor inerente sudurii oțelurilor înalt-aliate. Din materialul documentar consultat rezultă că exigențele exploatării, în special la automobilele moderne, au dus la necesitatea îmbunătățirii procedeului de depunere a stelitului prin mecanizare. În acest sens s-au pus la punct mașini pentru stelitarea supapelor care asigură menținerea parametrilor procesului în timp, adică uniformitatea proprietăților stratului depus, micșorează consumul de stelit și reduc simțitor timpul de lucru. O astfel de mașină este prevăzută cu 5—6 locașe rotative pentru așezarea supapelor și două posturi de lucru oxiacetilenice, unul pentru preîncălzire și unul pentru stelitare.

Este important de reținut că stelitarea supapelor nu poate fi aplicată unilateral, ci numai în urma unor studii din care să rezulte corelarea durității suprafeței talerului cu duritatea scaunului supapei, în sensul obținerii unei comportări corespunzătoare la uzură.

3. 2. O altă metodă de mărire a durabilității supapelor este rularea tijei, aplicată, de asemenea, recent la supapele motoarelor de 350 și 700 CP fabricate de Uzina „23 August”—București.

În general, procedeul de finisare prin rulare este aplicat într-o mare măsură, datorită avantajelor evidente pe care le conferă pieselor, și anume : obținerea unei calități de suprafață deosebit de bune, mărirea durității superficiale și creșterea rezistenței la oboseală.

Rularea este de fapt o deformare la rece a stratului superficial al pieselor, fără așchiere ; prelucrarea se face prin apăsare cu role. În urma rolelor rămîne o suprafaţă netedă şi lustruită, fapt pentru care însăşi prelucrarea a fost denumită rulare de lustruire. Rola pătrunde sub acţiunea forţei de apăsare cu suprafaţa sa de lucru, care este lepuită şi foarte dură, în stratul superficial al piesei ; în locul de contact rezultă o suprafaţă de presiune de forma unei picături. Astfel se crează la suprafaţa piesei o zonă de compresiune în care orientarea cristalelor este în aceeaşi direcţie, iar densitatea materialului, mai mare ca în miez. În figura 2 este reprezentată variaţia forţei de rulare în funcţie de diametrul piesei, pentru diferite rezistenţe de rupere a materialelor.

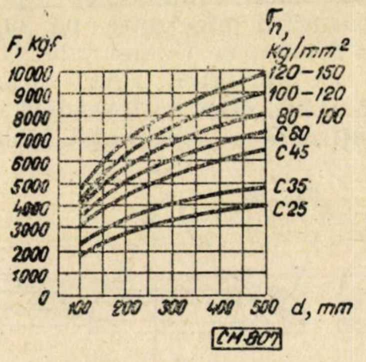


Fig. 2

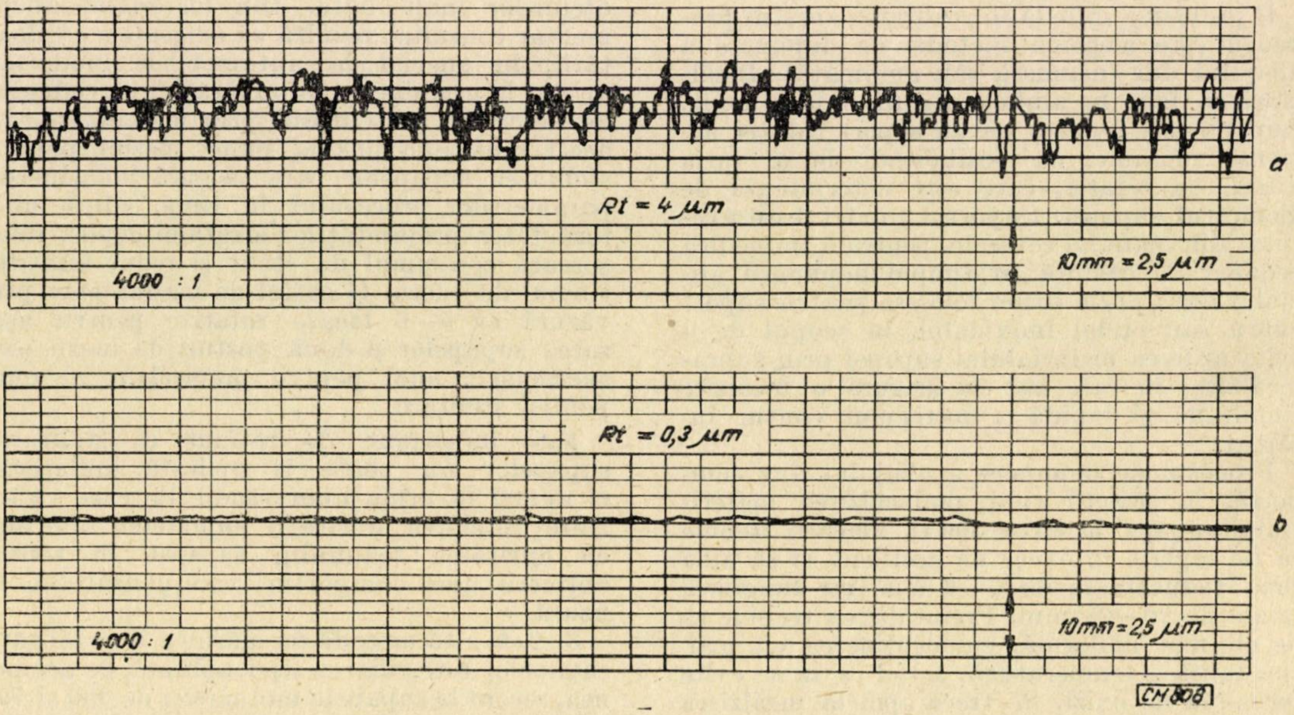


Fig. 3

În figura 3 este reprezentată o diagramă ridicată la aparatul Perth-O-Meter (*a* — suprafaţa exterioară a tijei supapei înainte de rulare ; *b* — suprafaţa rulată). Se observă o înălţime a asperităţilor sub 0,5 μm după rulare, faţă de 4...5 μm înainte de rulare.

În figura 4 este reprezentat domeniul de calitate de suprafaţă realizat prin rulare în comparaţie cu alte procedee de prelucrare.

Drept criteriu pentru aprecierea deformaţiei plastice, din punct de vedere calitativ, s-au ales grosimea stratului ecruisat (prin măsurarea durităţii la diferite adîncimi) şi gradul de ecruisare exprimat prin raportul dintre duritatea stratului ecruisat şi duritatea iniţială a materialului. Prin studii de laborator s-a stabilit că între grosimea stratului ecruisat şi gradul de ecruisare există relaţia :

$$s = k\varepsilon^3,$$

în care : s este adîncimea de ecruisare ;

ε — gradul de ecruisare ;

k — o constantă care depinde de natura şi calitatea de suprafaţă a materialului şi care se determină experimental.

Se constată că gradul de ecruisare creşte mult mai încet decît adîncimea de ecruisare. Este de reţinut faptul că pentru obţinerea unui grad de ecruisare mai mare este necesar să se repete procedeul pe aceeaşi suprafaţă. Totuşi acest lucru nu este posibil peste o limită anumită, determinată strict de natura materialului, deoarece apar fisuri şi exfolieri care fac materialul neutilizabil.

Analiza procedeului de rulare arată că pe de o parte îmbunătățirea calității suprafeței se realizează prin strivirea și aplatisarea vîrfurilor asperităților rămase de la prelucrarea anterioară, iar pe de altă parte celelalte caracteristici ale stratului, duritate și creștere a rezistenței la oboseală, depind de regimul de lucru folosit la rulare.

Rularea supapelor motoarelor „23 August” se execută pe o mașină specială semiautomată fără vîrfuri, de tip HEGENSCHEIDT (fig. 5 : 1 — ax principal portrolă ; 2 — cap cu role), care are următoarele caracteristici :

— diametrul piesei de rulat 1,9...60 mm ;
— turația rolei de antrenare 340/170 rot/min ;
— forța de apăsare a rolelor 100...4000 kgf ;
— contactorul de timp reglabil 1...27 s ;
—avansul reglabil prin înclinarea capului cu role 0...60 min ;
— puterea motorului de acționare 2,2/1,7 kW.

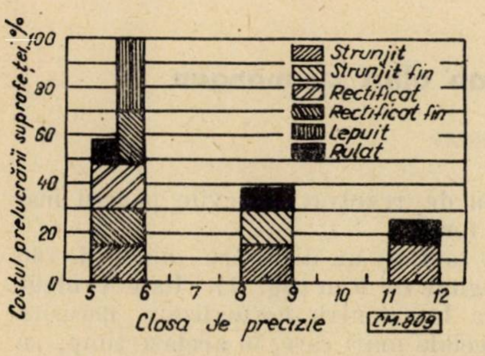


Fig. 4

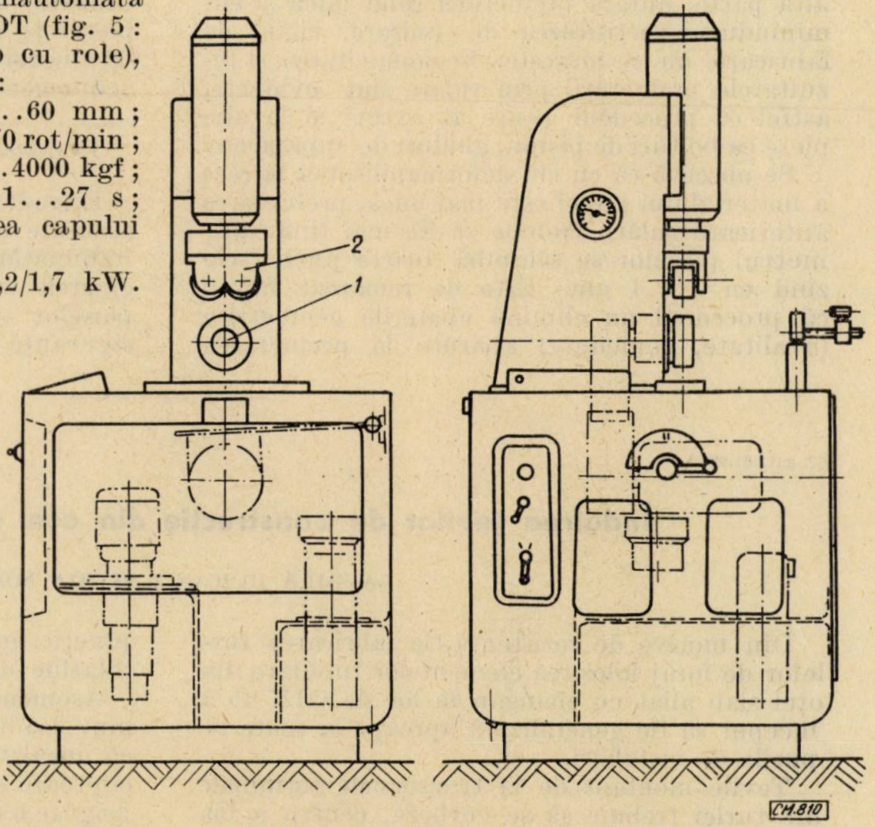


Fig. 5

Mașina se compune dintr-un batiu și o coloană care susține un cilindru hidraulic. În partea inferioară a batiului, în interior, se găsesc electromotorul de antrenare, variatorul de viteză și transmisia la axul principal portrolă ; tot aici se găsesc rezervorul și pompa de ulei a circuitului hidraulic, cum și pompa de ungere. Axul principal portrolă este așezat orizontal în lagăre cu ace. Pe coloană, în partea superioară, se găsește un cilindru hidraulic, pe tija căruia se pot monta capete cu role. Mașina poate fi echipată prin schimbarea capului de rulare pentru procedeul de rulare prin pătrundere sau prin trecere. Presiunea de rulare poate să fie reglată diferit și să fie citită pe un dispozitiv înregistrator. În fața rolei principale se găsesc un sistem de susținere și un opritor tampon. Sistemul este astfel conceput încît numai rola principală, care are întotdeauna diametrul mai mare decît piesa, este antrenată, iar celelalte role se învîrtesc datorită frecării. Pentru a se putea lucra cu avans, capul (2) se poate înclina ; înclinarea se poate regla după ce avansul s-a stabilit prin încercări în funcție de diametrul și materialul piesei. Operația se desfășoară relativ simplu : se așază capătul tijei supapei rezemat pe rola principală și se apropie rapid capul portrolă pînă cînd rolele vin în contact cu piesa și îi dau o orientare (axul piesei paralel cu axul rolelor). Se cuplează apoi printr-o comandă centrală antrenarea rolei principale, apăsarea rolelor și pomparea lichidului de ungere. Supapa începe să se învîrtească avînd în același timp și o mișcare de înaintare datorită înclinării capului cu role. Cînd s-a ajuns aproape de taler se comandă ridicarea rolelor și se scoate supapa dintre ele. Acțiunea principală de netezire este produsă de către cele două contrarole de diametru mic, deoarece pe suprafețele mici de contact dintre acestea și piesă se produc forțe de apăsare mari.

Rezultatele obținute sînt deosebit de bune, arătînd că prelucrarea este economică și își atinge integral scopul. Parametrii de lucru folosiți sînt : forța de apăsare 950 kgf, turația axului principal 170 rot/min și avansul 0,5 mm//rot.

Durata totală de rulare (două treceri) este de circa 18 s.

La măsurările făcute s-a constatat că suprafața rulată nu prezintă nici un fel de riz sau urmă de sculă. Prin rulare înălțimea asperităților se micșorează de la 4 m la 0,3 μm, ovalitatea și conicitatea se reduc cu 20...45%, duritatea crește cu circa 20—30 unități Brinell; grosimea stratului ecruisat este de 0,35—0,5 mm.

Calitatea supapelor se îmbunătățește prin creșterea durității și rezistenței la uzură; pe de altă parte, durata prelucrării fiind mică și eliminîndu-se rectificarea de finisare, ciclul de fabricație nu se mărește. Economicitatea și rezultatele prelucrării prin rulare sînt evidente, astfel că procedeul poate fi extins și la alte piese ca bolțuri de piston, ghiduri de supapă etc.

Se observă că cu cît deformabilitatea la rece a materialului piesei este mai mică, prelucrarea anterioară rulării trebuie să fie mai fină; diametrul pieselor se schimbă foarte puțin scăzînd cu 3...4 μm. Este de remarcat faptul că procedeul nu elimină abaterile geometrice (ovalitate, conicitate) apărute la prelucrarea precedentă, astfel încît este necesar ca aceste condiții să se realizeze inițial.

Ambele efecte simultane ale rulării (creșterea durității și apariția eforturilor de compresiune) sînt de dorit, însă s-a observat că la supape cu tijă lungă și subțire apare o tendință de încovoiere după rulare. Ulterior s-a dovedit însă că motivul deformărilor macrogeometrice este datorit unei formări nesimetrice a tensiunilor, cauzată, de exemplu, de prinderea greșită a piesei la o prelucrare anterioară, de o redresare necorectă, răcire neuniformă sau structură neomogenă a materialului.

4. *Concluzii*

Introducerea procedeelor tehnologice noi de stelitare a talerului și rulare a tijei a dus la îmbunătățirea calității supapelor. Prin aceasta, efectele uzurii se micșorează, iar durabilitatea pieselor se mărește, răspunzînd cerințelor de siguranță în exploatare și performanțe ridicate.

CZ 621.981.23

Îndoirea țevilor de construcție din oțel slab aliat cu mangan

GAVRILĂ RUICAN și MARIA POPESCU

Din motive de rezistență, la fabricarea turlelor de foraj folosirea elementelor tubulare din oțel slab aliat cu mangan în loc de OLT-45 a început să fie generalizată aproape la toate tipurile de instalații.

Țevile montant de la tronsoanele terminale ale turlei trebuie să se curbeze, pentru a lua forma de trunchi de piramidă.

La țevile din OLT-45 de diametru 120—240 mm, problema curbării s-a rezolvat prin umplere cu nisip și îndoire la cald sau prin procedeul de curbare la cald, fără a mai utiliza nisipul.

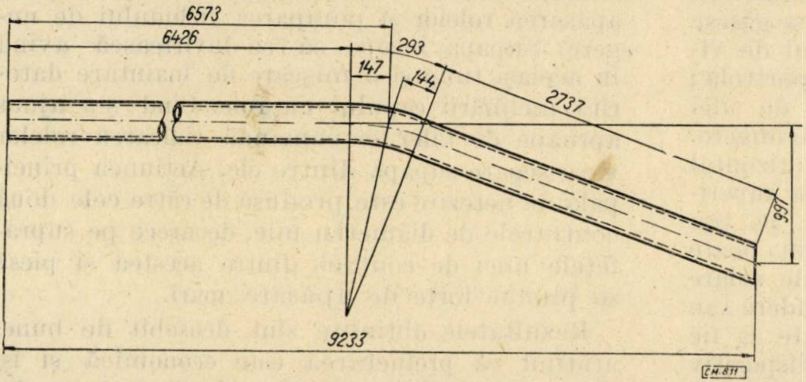


Fig. 1

Aplicarea tratamentului termic de normalizare după operația de curbare la cald este, practic, greu de rezolvat la țevile pentru instalațiile de foraj.

Asemenea țevi au un diametru mediu de 160 mm și o lungime de 9 m (fig. 1). Este evident că încălzirea lor pentru normalizare necesită cuptoare speciale mari care, în același timp, să asigure o încălzire uniformă, pentru a nu apărea o deformare sensibilă a razei de îndoire.

În vederea justificării necesității unui tratament termic de normalizare după operația de îndoire la cald a țevilor din oțel OLX 52, s-au făcut cercetări experimentale curbîndu-se trei țevi de 140 mm diametru și 9 000 mm lungime la raza de 2 100 mm, prin umplere cu nisip la cald.

Încălzirea pînă la 900 °C s-a făcut, ca și pentru țevile din OLT 45, pe cuptor cu vatră deschisă (fig. 3) folosindu-se un șablon 1.

Tragerea lor pentru curbare s-a realizat cu ajutorul unui granic în direcția săgeții, ca în figură.

Prima țeavă a fost supusă la încercări mecanice.

A doua țeavă a fost supusă operației de normalizare locală și apoi s-au luat probe pentru încercări mecanice.

Operația de normalizare locală s-a făcut la un cuptor deschis servind la încălzirea pentru curbarea țevilor.

Pentru încălzirea de normalizare cuptorul a fost amenajat ca în figura 2, astfel încît porţiunea încălzită să ajungă pînă la 1 200 mm lungime (de la 1 000 mm în mod normal).

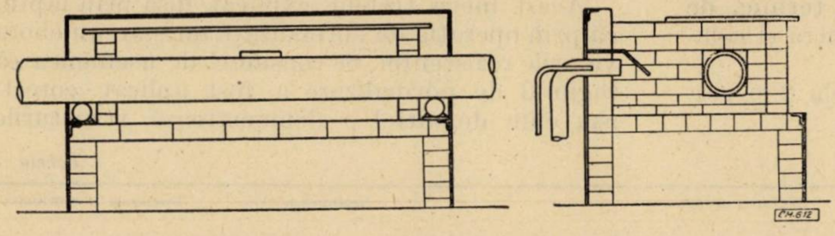


Fig. 2

Pentru aceasta cuptorul cu vatră deschisă a fost zidit cu cărămidă în aşa fel încît să formeze o cameră închisă cu o lungime de 1 200 mm

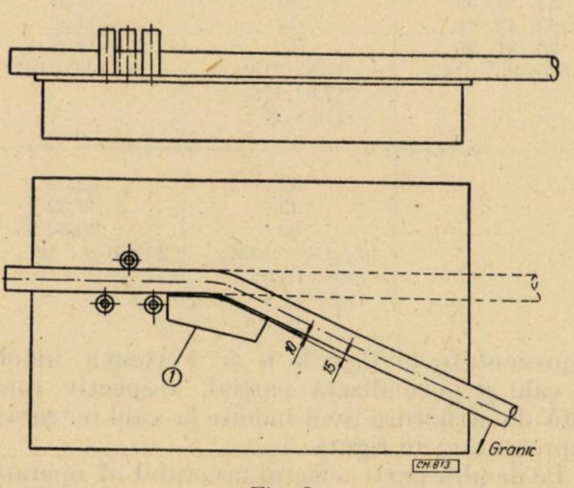


Fig. 3

şi cu lăţimea de 750 mm, atît pentru a permite introducerea unei ţevi, cît şi pentru a asigura o lungime normală a flăcării injectorului, dispus central normal pe ţeavă.

Pentru ca flacăra să nu încălzească direct suprafaţa ţevii, injectorul a fost ecranat cu o tablă îndoită ca în figura 2.

S-a realizat o încălzire de normalizare de 870—900°C, cu o menţinere de 30 min, temperatura fiind măsurată cu un pirometru optic.

După operaţia de normalizare, curba s-a desfăcut cu 5—10 mm (fig. 3).

A treia ţeavă a fost normalizată în întregime, într-un cuptor orizontal cu vatră mobilă, încălzit cu gaze, care serveşte la recoacerea pieselor turnate din oţel.

Compoziţia chimică a ţevilor supuse experimentării prezenta următorul aspect : C 0,25%, Si 0,27%, Mn 1,30%, S 0,030%, P 0,024%, Cu urme ; ţevile normalizate (parţial şi total) : C 0,16%, Si 0,32%, Mn 1,36%, S 0,018%, P 0,026%, Cu 0,04%.

Caracteristicile mecanice necesare la aceste ţevi sînt :

$\delta_{r\,min}$ 52 kgf/mm²;

$\delta_{c\,min}$ 36 kgf/mm²;

$\delta_{5\,min}$ 25%.

La ţeava normalizată local s-a determinat duritatea Brinell după îndoire şi după operaţia de tratament termic, ca în figura 4.

Rezultatele obţinute apar în tabela 1.

Analizînd datele cuprinse în tabela 1 rezultă că :

— deformarea la cald reduce duritatea ţevii cu circa 14% ;

— repartiţia durităţilor în lungul porţiunii îndoite este neuniformă ;

— efectul normalizării locale duce la ridicarea durităţii cu circa 8,5% ;

— repartizarea durităţii după normalizare se realizează în mod uniform ;

Tabela 1

Regiunea de determinare a durităţii		După curbare, HB	După normalizare, HB
I	(Zona rece de lîngă zona de trecere)	154	—
II	(Zona de trecere de la normalizare la material rece)	—	141
III a	(Zona curbată)	141	143
III b	(Zona curbată)	132	143
III c	(Zona curbată)	132	143
III d	(Zona curbată)	140	154
III f	(Zona rece)	167	154
II e	(Zona de trecere)	—	141

— duritatea zonei de trecere (HB=141) nu diferă esenţial de cea influenţată termic (HB=143) şi prea puţin de cea rece (HB = 154), aşa încît, deşi rezultă o trecere bruscă, totuşi diferenţa e mică.

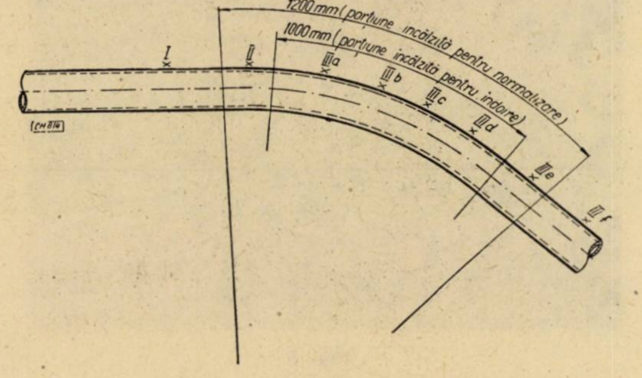

1200 mm (porţiune încălzită pentru normalizare)
1000 mm (porţiune încălzită pentru îndoire)
I
II
III a
III b
III c
III d
III e
III f
CH 814

Fig. 4

După determinarea durităţii, toate ţevile experimentate au fost supuse tăierii pentru prelevarea epruvetelor pentru încercări la rupere, alungire, rezilienţă şi pentru analiza structurii. Probele au fost luate din toate cele trei regiuni : întinsă (zona influenţată termic, de trecere şi neinfluenţată termic), neutră şi comprimată (fig. 4).

Rezultatele obţinute apar în tabela 2 şi permit o serie de observaţii.

Tabela 2

Metoda de îndoire	Regiunea întinsă			Regiunea neutră	Regiunea comprimată
	Zona influenţată termic	Zona de trecere	Zona neinfluenţată termic	Zona influenţată termic	
Fără normalizare	σ_r = 51,52 σ_c = 32,33 δ_5 = 27,27 K_n = 19,5 ; 18,6 ;17,9	52,51 35,35 24,21 19,5 ; 19,1	56 42 25 19,2 ; 19	53 33 30 19,5 ; 18,5 ; 19,3	52,51 33,33 29,28 20,5 ; 19,1 ; 21,5
Normalizată local (880 – 920°C)	σ_r = 52,50 σ_c = 34,32 δ_5 = 29,30 K_n = 20,7 ; 22 ; 17,5	50, 50, 50 34, 34, 35 25, 24, 26 19,2 ; 18	54, 54, 53 42, 42, 41 25, 31, 26 18,7 ; 16,7 ; 14,7	50 34 31 17,8 ; 21,0 ; 17,8 ; 17,3 ; 21,5 ; 20	52,51 34,32 28,28 21,5 ; 19,7 ; 19,0
Normalizată total	σ_r = 52,52 σ_c = 33,33 δ_5 = 33,30 K_n = 18,8 ; 20 ; 18	—	—	52 32 30 17 ; 17,7 ; 18,2 ; 18,8 ; 19,1 ; 18,9 ; 18,8	52,52 32,32 30,30 20 ; 16,4 ; 19

— La ţeava curbată fără normalizare se constată o scădere a limitei de curgere faţă de zona influenţată termic de la $\sigma_c = 42$ kgf/mm^2 la $\sigma_c = 32$ kgf/mm^2 şi 33 kgf/mm^2, şi o creştere a alungirii δ_5 de la 25 % la 27 % ; valorile rezilienţei au rămas în general constante în toate zonele considerate, afară de zona de trecere unde $\sigma_c = 35$ kgf/mm^2.

— Se observă influenţa conţinutului de carbon asupra caracteristicilor mecanice în zona neinfluenţată termic, pentru ţeava netratată termic după îndoire şi cea normalizată.

Fig. 5

În general, prin tratamentul termic de normalizare s-a reuşit prea puţin să se ridice rezistenţa porţiunii din ţeavă supusă îndoirii. Astfel de la $\sigma_c = 32,33$ kgf/mm^2, rezistenţa în zona influenţată termic a crescut la numai 33,34 kgf/mm^2 în cazul ţevilor supuse normalizării totale.

Acest lucru trebuie explicat însă prin faptul că prin operaţia de normalizare nu s-ar ameliora valorile rezistenţei. Se consideră de asemenea că regimul de normalizare a fost aplicat corect, aşa cum de altfel o demonstrează structurile reprezentate în figurile 6 şi 7 (ţeavă îndoită la cald şi normalizată parţial, respectiv total) faţă de structura ţevii îndoite la cald netratate, reprezentată în figura 5.

Pe de altă parte, efectul favorabil al operaţiei de normalizare se constată şi prin o îmbunătăţire a plasticităţii porţiunii de ţeavă îndoite. Astfel apare o creştere uşoară a alungirii δ_5 de la 27 %, în cazul ţevii nenormalizate, la 29 — 33 %, în cazul ţevilor normalizate, iar cifra rezilienţei creşte în medie de la $K_n = 18$ Kgfm/cm^2 la $K_n = 20$ Kgfm/cm^2.

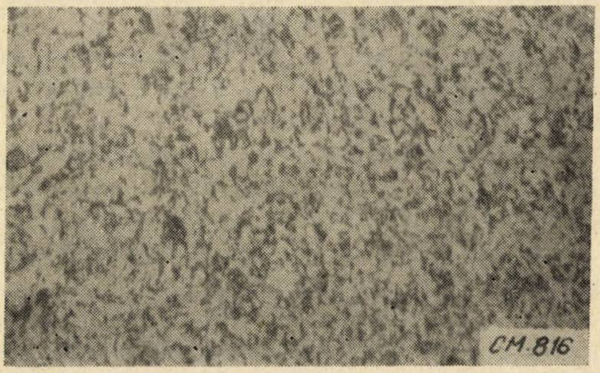


Fig. 6

Ca atare, rezultă că efectul de îmbunătăţire al operaţiei de normalizare s-a reflectat şi printr-o creștere a valorii limitei de curgere, însă datorită conținutului mic de carbon (0,16%) al țevilor supuse normalizării, valoarea limitei de curgere nu a putut să depășească sensibil valoarea țevii nenormalizate (cu 0,25% C) în porțiunea îndoită.

Fig. 7

Valorile caracteristicilor mecanice obținute în zona de trecere de la zona neinfluențată termic la zona influențată termic, în cazul normalizării locale, nu diferă de acelea obținute în cazul normalizării totale.

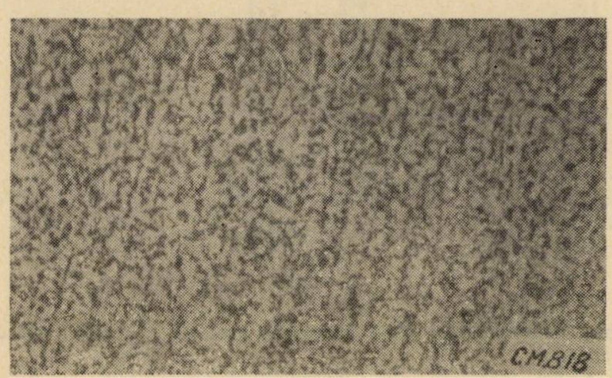


Fig. 8

Toate probele normalizate local, total și în stare normalizată, luate atît din zona influențată cît și din cea neinfluențată termic, prezintă o structură ferită perlitic de granulație 7 STAS 5998-58.

La probele în stare nenormalizată, luate din zona curbată, se observă o ușoară supraîncălzire (fig. 5). Prin efectul normalizării, structura s-a regenerat (fig. 6 și 7).

În figurile 8 și 9 s-a prezentat microstructura zonei de trecere în cazul normalizării locale și, respectiv, în cazul normalizării totale.

În figura 9 se observă încă zona de trecere asemănătoare cu aceea prezentată în figura 8.

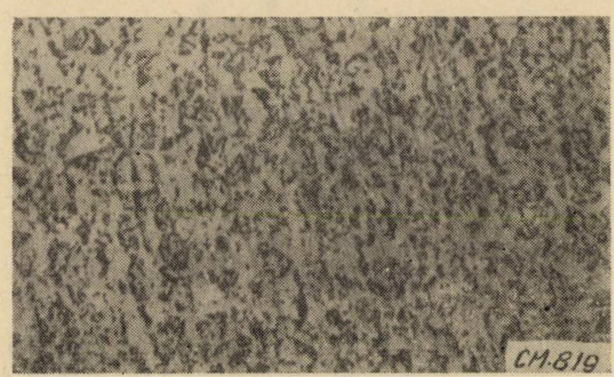


Fig. 9

Acest lucru arată că prin normalizarea în întregime a țevii, structura zonei de trecere rămîne similară ca în cazul normalizării parțiale.

În concluzie, curbarea țevilor de 160/8 mm din oțel OLX 52 (17 M 13), care alcătuiesc montanții principali ai turlei, se poate realiza prin umplere cu nisip la cald.

După îndoire, țevile trebuie supuse tratamentului termic de normalizare, operația putînd fi realizată parțial cu rezultate corespunzătoare ca și în cazul normalizării totale.

Documentare

Dispozitiv pentru împiedicarea zgomotului frînelor (brevet — Ford S.A., Franța). În: ATA — Giornale ed Atti della „Associazione Technica dell'Automobile", nr. 3, 1966.

Dispozitivul împiedică scîrțîitul frînelor și se aplică, în special, la frînele ce acționează asupra roților anterioare ale autovehiculului.

Principiul funcționat apare în figura 1.

Cilindrul principal al instalației de frînare este dispus astfel încît frînele roților anterioare nu sînt acționate atunci cînd se exercită o apăsare redusă asupra pedalei frînei.

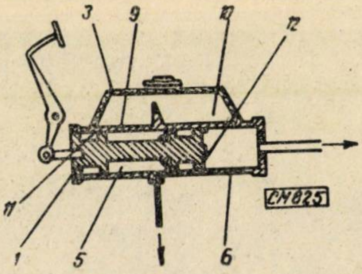


Fig. 1

În cilindrul principal se găsește pistonul în tandem *1*, care delimitează două camere de presiune, *5* și *6*; camera *5* deservește roțile anterioare, iar camera *6* cele posterioare.

Fiecare din cele două camere de presiune menționate comunică prin cîte un orificiu de echilibru, *9* și *10* cu rezervorul *3*.

Distanța care separă primul inel de coamndă *11* al pistonului de orificiul de echilibrare *9*, corespunzător frînelor de pe roțile anterioare este mai mare decît distanța ce separă inelul de comandă *12* de orificiul de echilibrare *10*, corespunzător frînării roților posterioare.

Suspensie independentă (brevet — Ford Motor Company). În: Automobile Engineer, aprilie 1966.

Principial, astfel după cum reiese din figura 1, deformația unui bloc de cauciuc montat pe brațul superior al suspensiei micșorează tendința de flambaj a resortului spiral atunci cînd suspensia este solicitată.

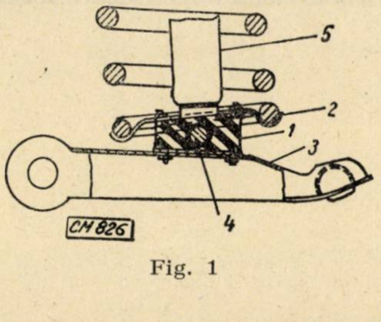


Fig. 1

Blocul de cauciuc *1* are o formă paralelipipedică, pe fața superioară și cea inferioară fiind montate două plăci fixate prin șuruburi, cea superioară pe sediul *2* al resortului, iar cea inferioară pe brațul superior *3* al suspensiei.

În blocul *1* este introdus un manșon în care este montat bolțul *4* pe care poate oscila amortizorul de șocuri telescopic *5*.

În acest fel, partea inferioară a amortizorului de șocuri este izolată prin blocul elastic *1* de brațul suspensiei, înlăturîndu-se interacțiunile dintre amortizor și suspensie.

Dispozitivul reduce totodată transmiterea zgomotului.

Dispozitive pentru mărirea aderenței pneurilor. În: Mécanique électricité, februarie 1966.

Un tip interesant de crampoane antiderapante pentru pneuri a fost realizat în ultimul timp (Uzine-Carbone, brevet Kovometacci). În schița din figura 1 apare principiul constructiv al cramponului, care se compune din miezul cilindric *1* sinterizat din carbură de tungsten și dintr-un manșon *2* din oțel special, avînd două gulere *3* care asigură o bună fixare a cramponului în pneu.

Miezul de carbură de tungsten prezintă o mare duritate și o rezistență ridicată la șocuri. Fixarea în manșonul de oțel se realizează prin lipire.

Crampoanele se montează în banda de rulare a pneului astfel încît manșonul este complet îngropat în grosimea acesuia și numai miezul dur depășește cu 2 mm suprafața respectivă elastică.

Compoziția carburii utilizate este în așa fel aleasă încît uzura vîrfului de aderență să fie egală cu aceea a pneului, înălțimea vîrfului de la suprafața elastică rămînînd constantă.

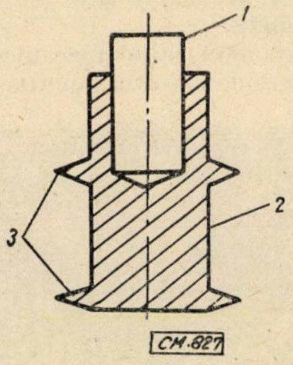


Fig. 1

Astfel, caracteristicile funcționale și constructive ale noului dispozitiv de aderență permit utilizarea sa chiar pe drum uscat.

Montajul se realizează cu ajutorul unui pistol pneumatic și al unei mașini de găurit manuale, operația făcîndu-se fără ca inserțiile din pînză să fie afectate.

Echipamentul normal pentru un autovehicul comportă 100—180 de crampoane, în funcție de puterea motorului, de greutatea și destinația vehiculului.

Se recomandă ca pneurile cu dispozitive antiderapante să fie utilizate numai în perioadele reci, în restul timpului folosindu-se pneuri normale.

Reducerea sensibilității la răsucire a cutiilor de viteze. A. L. Voronov. În: Stanki i instrument, nr. 6, 1966.

Una din caracteristicile dinamice ale cutiilor de viteze de la mașinile-unelte o constituie sensibilitatea la răsucire, care influențează asupra uniformității mișcării de rotație a arborelui mașinii și, ca urmare, reprezintă un important criteriu de apreciere a calității mașinii. Sensibilitatea la răsucire este definită prin raportul dintre unghiul de rotație al arborelui de intrare și momentul de răsucire aplicat acestuia, arborele de ieșire fiind blocat:

$$e = \frac{\varphi}{M}, \frac{\text{rad}}{\text{kgf cm}}.$$

Componentele sensibilității la răsucire a cutiilor de viteze fără cuplaje reprezintă sensibilitatea la răsucire a arborilor;

sensibilitatea îmbinărilor arbore-butuc se reduce la sensibilitatea transmisiei cu roţi dinţate.

Pentru micşorarea sensibilităţii la răsucire se recurge la mărirea rigidităţii organelor cutiei de viteze, în special a arborilor şi a îmbinărilor arbore-butuc. Un mijloc eficient de mărire a rigidităţii arborilor constă în micşorarea lungimii lor şi a distanţei dintre roţile dinţate, precum şi în dispunerea roţilor dinţate mai aproape de lagăre, soluţia avînd însă o aplicare restrînsă la schemele cinematice obişnuite ale cutiilor de viteze. Un efect favorabil se obţine prin utilizarea unui număr maximal de roţi dinţate fixe. De exemplu, schema cinematică a cutiei de viteze cu nouă trepte, prezentată în figura 1, *a*, cuprinde trei roţi dinţate fixe, determinînd diagrama de turaţii din figura 1, *b*.

În acest caz, lungimea arborilor şi distanţa dintre roţi şi lagăre este de două ori mai mică decît la schemele cinematice fără roţi fixe, iar în trei situaţii de cuplare a roţilor (una dintre aceste situaţii este reprezentată în figură), arborele intermediar nu este încărcat. Faţă de mediile obişnuite ale parametrilor cutiilor de viteze cu număr mare de trepte (sensibilitatea arborilor la încărcare de circa 30 % din sensibilitatea totală la răsucire, sensibilitatea îmbinărilor arbore-butuc redusă la sensibilitatea de răsucire de circa 35 % etc.), schema cinematică prezentată se caracterizează prin valori mai mici.

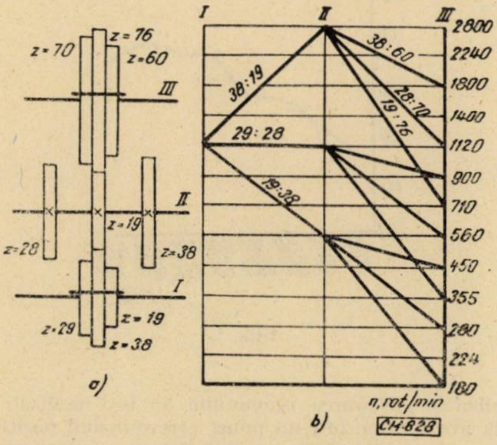


Fig. 1

Un sistem modern de transport semipneumatic. În : Rivista di mecanica, nr. 379, 1966.

Noul sistem de transport semipneumatic (Lloyd's Mechanical Industries Ltd.) permite manevrarea de către o singură persoană a obiectelor de greutate mare.

Instalaţia realizată pe cărucioarele de transport uşurează mult operaţia de încărcare sau descărcare a lăzilor, fără a afecta stabilitatea obiectelor conţinute.

Sistemul poate servi la transportul mărfurilor în magazii sau magazine mari şi la transportul fabricatelor în uzinele mari, permiţînd — în acelaşi timp — trecerea în unghi drept de pe o linie de transport pe o alta.

În figura 1 apare principiul constructiv şi funcţional al instalaţiei de transport semipneumatic considerată.

Sistemul este constituit din profilul metalic dreptunghiular *1* care formează una din şinele de transport. Profilul este deschis la partea superioară pentru a putea permite deplasarea pe vertical a rolelor *2* montate pe carcasa metalică *3*. După cum apare din figură, rolele se deplasează vertical împreună cu carcasa respectivă. Între carcasa *3* şi partea inferioară a liniei de transport *1* este aşezată conducta elastică *4*, în care se poate introduce aer la presiune joasă.

Cursa verticală a carcasei care susţine rolele este limitată de aripile superioare ale profilului dreptunghiular.

Astfel, la umplerea cu aer comprimat a conductelor elastice, rolele depăşesc suprafaţa solului (fig. 1,*a*), permiţînd deplasarea obiectelor în lungul liniilor de transport printr-o simplă împingere. Reducîndu-se presiunea în conductele elastice *4*, obiectele transportate se sprijină cu suficientă stabilitate pe partea superioară a liniilor de transport *1* (fig. 1,*b*).

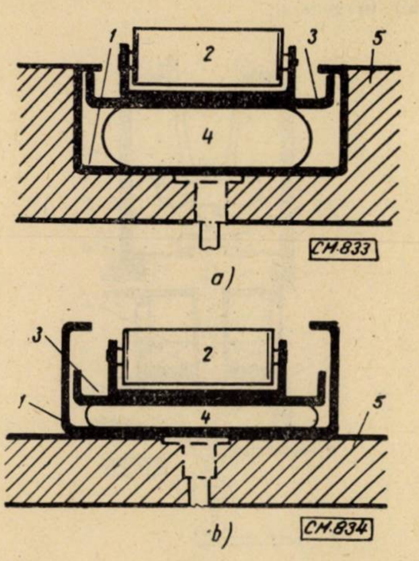


Fig. 1

Calea de rulare poate fi divizată în secţiuni a căror ridicare poate fi comandată individual de la tablouri de comandă prevăzute cu ventile de trecere de dimensiuni reduse.

Sistemul de transport poate fi montat în pardoseală (fig. 1,*a*) sau în exteriorul ei (fig. 1,*b*). În cazul montării pe autovehicule, aerul comprimat necesar este furnizat de un compresor de mărime redusă acţionat de la acumulatorul automobilului.

Sudarea electronică la presiunea mediului ambiant. D. B. Dallas. În : The Tool and Manufacturing Engineer, nr. 1, 1965.

Sudarea electronică constă dintr-un bombardament electronic asupra piesei de sudat, operaţia realizîndu-se într-o cameră etanşe, sub vid.

Procedeul determină rezultate corespunzătoare, aplicaţiile fiind însă limitate datorită necesităţii de a introduce piesa de prelucrat în camera etanşe.

O serie de studii experimentale recente au demonstrat că sistemul de sudare considerat poate fi aplicat în mod corespunzător, introducîndu-se piesa într-o atmosferă de gaz inert, deci la presiunea atmosferică.

Principiul constructiv al noii instalaţii de sudat apare în figura 1.

Procesul de formare a fasciculului electronic este similar celui de la procedeul obişnuit cu sudare electronică în vid : un filament din tungsten străbătut de un curent electric emite, la temperatura de 2 500°C, un fascicul electronic *1* (fig. 1), a cărui intensitate este reglată prin intermediul grilei *2* şi a anodului *3*. Viteza fasciculului accelerat prin intermediul unui cîmp electrostatic poate ajunge pînă la jumătate din viteza luminii.

Fasciculul străbate o zonă de presiune foarte redusă *4* şi apoi un complex magnetic special *5*, format dintr-o lentilă magnetică şi un bobinaj de deviaţie, trecînd în spaţiul *6* în care se menţine presiunea redusă cu ajutorul unei pompe de vid. De aici trece în zona în care se află — la presiunea mediului ambiant — piesa de sudat *7*.

Pentru a se evita acţiunea oxigenului din aer, în spaţiul înconjurător al piesei se aduce un gaz inert (heliu sau argon), prin conducta superioară *8* şi cea inferioară *9*. Se elimină astfel necesitatea vidului rezultînd reducerea timpului tehnologic, simplificarea construcţiei instalaţiei şi Φ reducerea cheltuielilor în general.

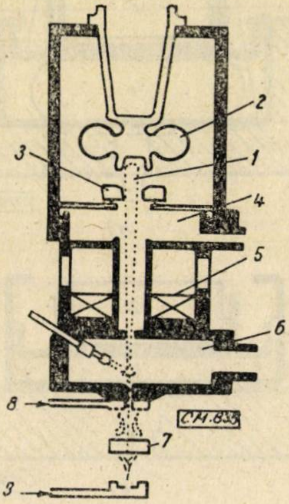


Fig. 1

În figura 2 apare variaţia adîncimii de penetraţie, în mm, în funcţie de puterea fasciculului, în kW, pentru procedeul cu vid (curba *1*) şi fără vid (curba *2*).

Trebuie observat că gazul inert adus în zona piesei nu poate elimina complet acţiunea aerului atmosferic asupra piesei, iar penetraţia fasciculului electronic este mai redusă decît în cazul sudării sub vid. Rezultă deci că pentru suprafeţe neregulate (prezentînd adîncimi) este necesară utilizarea procedeului sub vid.

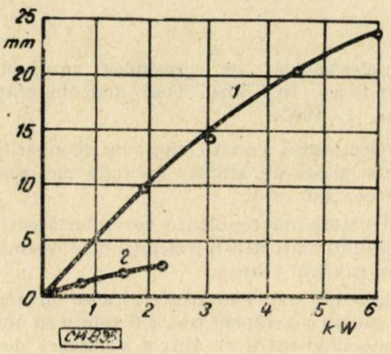


Fig. 2

Un parametru care influenţează adîncimea de sudare este distanţa dintre suprafaţa piesei şi punctul de ieşire a fasciculului electronic, penetraţia scăzînd cînd această distanţă creşte; în general, distanţa dintre piesă şi orificiul de ieşire a fasciculului este de 12,5 mm.

Ambele procedee necesită măsuri speciale de protecţie împotriva puternicii emisii de radiaţii X.

Arzătorul cu plasmă — probleme de protecţia muncii. În : Mécanique électricité, februarie 1966.

Asemănarea dintre arzătorul cu plasmă şi cele utilizate, în general, în cadrul procedeelor clasice de sudare cu arc electric, permite ipoteza unor probleme similare în ce priveşte protecţia muncii.

Considerînd temperaturile mai ridicate realizate şi cîmpul de aplicaţie mai vast al metodei considerate, există posibilitatea ca şi zgomotul produs să fie mai mare.

Astfel, s-a semnalat încă din anul 1960 că un arzător cu plasmă poate emite zgomote avînd o intensitate cuprinsă între 80 şi 110 dB în funcţie de operaţia executată, frecvenţele înalte avînd intensitatea cea mai mare.

A mai fost semnalat un caz cînd muncitorii, care lucrau la metalizarea cu zinc şi cupru a unor elice de navă folosind un arzător cu plasmă, prezentau simptome de friguri, simptome atribuite iniţial unei eventuale intoxicaţii cu vapori metalici.

O serie de experienţe recent realizate în Anglia au indicat însă în mod concludent că utilizarea arzătorului cu plasmă pune probleme dificile în legătură cu protecţia muncii.

Astfel, în figura 1 se reprezintă diagrama de variaţie a intensităţii zgomotului în apropierea arzătorului cu plasmă, pentru diverse benzi de octave (în abscisă).

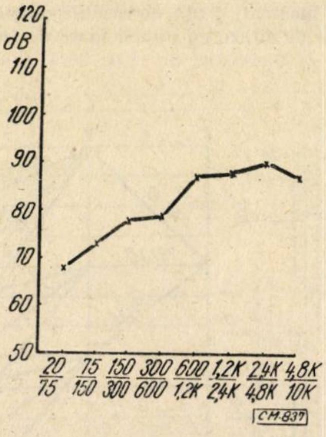


Fig. 1

Analiza şi măsurarea zgomotului au fost realizate puţin înapoia arzătorului, într-un punct corespunzînd poziţiei normale a operatorului. Instrumentele folosite au fost un manometru Dawe 1400 şi un analizor 144 cu benzi de octave.

S-a constatat că zgomotul era dispus pe benzi largi şi că nu existau frecvenţe dominante.

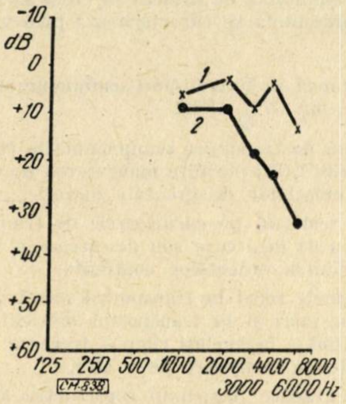


Fig. 2

În continuare, s-a determinat modificarea temporară a pragului auditiv la trei subiecte supuse timp de o oră la zgomotul arzătorului. Măsurările au fost realizate cu un audiometru Amplivox tip 61

Figura 2 precizează rezultatele obţinute, adică pierderile medii de audiţie după expunere (curba *2*) în raport cu situaţia anterioară expunerii la zgomot (curba *1*). Audiţia normală a revenit numai după 48 ore.

Rezultă deci necesitatea utilizării mijloacelor de protecţie pentru ureche (de preferat tampoane).

Analiza chimică a mediului în apropierea jetului de plasmă a indicat existenţa peroxidului de azot (şi alţi acizi de azot) într-o concentraţie limită admisibilă. Rezultă posibilitatea de accidente în cazul unei ventilaţii defectuoase.

Un procedeu de desulfurare a gazelor de ardere.
În : Techniques mondiales, martie 1966.

În general, gazele de ardere produse prin arderea unui combustibil lichid sau solid conţin compuşi ai sulfului, provenind din oxidarea acestuia. Compuşii consideraţi şi în special anhidrida sulfuroasă determină efecte dăunătoare, iar pînă în prezent nu s-a determinat încă o metodă pentru înlăturarea completă a lor. S-a încercat, de exemplu, metoda eliminării sulfului înainte de arderea combustibilului, fără a se obţine însă rezultate corespunzătoare.

Un nou procedeu (Rheinische Kalksteinwerke G.m.B.H.) bazat pe transformarea anhidridei sulfuroase — imediat după ardere — în anhidridă sulfurică şi apoi în sulfat inofensiv, pare să dea rezultate mult mai bune.

În cadrul procedeului se introduce, în zona gazelor arse, oxid de magneziu sau alt compus care permite eliberarea acestuia la o temperatură peste 600°C, adăugîndu-se 1 % (în greutate) oxid feric. Amestecul trebuie realizat sub forma unei pulberi foarte fine, introducerea în zona gazelor arse făcîndu-se prin injectare.

Temperatura de reacţie trebuie să se situeze între 800 şi 1 200°C şi în nici un caz sub 600°C.

Oxidul feric are rol de catalizator. În faza iniţială a reacţiei — atunci cînd aerul este în exces — anhidrida sulfuroasă din gazele de ardere trece imediat în anhidridă sulfurică şi apoi — reacţionînd cu oxidul de magneziu — în sulfat de magneziu.

Sulfatul de magneziu produs este solid, sub formă de pulbere şi se poate evacua cu uşurinţă cu toată prezenţa vaporilor de apă conţinuţi în gazele de ardere; posibilitatea formării — chiar la temperatură joasă — a acidului sulfuric liber este înlăturată, toată anhidrida sulfurică combinîndu-se la temperaturi înalte cu oxidul de magneziu.

Recenzii

Fl. Dudiţă. **Transmisii cardanice.** Bucureşti, Editura tehnică, 1966, 304 pag.

Lucrarea constituie o monografie a transmisiilor cardanice, organizată în 13 capitole şi 10 anexe.

După o scurtă introducere (capitolul 1) sînt descrise mecanismele spaţiale pentru transmiterea continuă a mişcării de rotaţie (capitolul 2). Dintre obiectivele luate în considerare menţionăm mecanismele asincrone bazate pe mecanismul patrulater sferic, mecanismele sincrone şi elemente de analiză şi sinteză structurală a mecanismelor cardanice.

În capitolul 3 se examinează articulaţiile cardanice ca soluţii constructive ale unor mecanisme asincrone şi sincrone prezentate anterior. În primul rînd sînt studiate articulaţiile cardanice cu cruce şi cu inel, apoi cele cu galet şi culisante. Problemele sînt extinse în continuare referitor la articulaţiile bicardanice cu cruce şi cu galeţi. Ca o completare la cele tratate, în capitolul 4 se dau noţiuni privind articulaţiile de tip Rzeppa, Weiss şi tripode culisante şi cuplajele elastice universale (Metalastik, poligonal-toroidale şi cu manşoane compound).

Capitolul 5 este consacrat arborilor cardanici. Se precizează rolul şi caracteristicile constructive ale acestor arbori şi se trece la problemele specifice unor tipuri anumite, cum sînt arborii elastici, îmbinările telescopice ale acestora etc.

În capitolele 6 şi 7 se prezintă palierele intermediare şi, respectiv, amortizoarele folosite în transmisiile cardanice, iar în capitolul 8 — domeniile de utilizare. O mare pondere este deţinută de aplicarea transmisiilor cardanice la maşinile de transport, în special la automobile; în afară de acestea se citează exemple de utilizare a transmisiilor cardanice la maşini agricole, maşini-unelte şi maşini de ridicat şi transportat.

Capitolul 9 se ocupă de cinematica transmisiilor cardanice, în succesiunea în care este organizat anterior materialul descriptiv: cinematica mecanismului patrulater sferic, cinematica articulaţiilor cardanice şi a celor derivate, cinematica transmisiilor cardanice. În capitol se rezervă un loc aparte sintezei transmisiilor policardanice sincrone, cu numeroase exemple practice, se elucidează modul de stabilire a parametrilor geometrici ai transmisiei cardanice deplanate şi se analizează factorii care determină asincronismul mişcării. Conţinutul capitolului se bazează, în parte, pe cercetările efectuate de autor, ca şi problemele de cinetostatică a mecanismelor cardanice (capitolul 10); printre acestea reţine atenţia îndeosebi efectul cinetostatic al variabilităţii unghiurilor dintre arbori.

Capitolul 11 tratează vibraţiile transmisiilor cardanice. În legătură cu vibraţiile de încovoiere se delimitează regimul de rezonanţă cu ajutorul modelului liniar cu masă uniform distribuită; se precizează modul de determinare a turaţiilor critice şi se evidenţiază dependenţa acestora faţă de neuniformitatea mişcării arborelui, de elasticitatea reazemelor etc. După vibraţiile suspensiei arborilor cardanici rigizi, se trece la vibraţiile de răsucire auto- şi heteroparametrice, fiind cercetate şi posibilităţile de amortizare.

În capitolul 12 se elaborează calculul de rezistenţă al transmisiilor cardanice: stabilirea regimului de încărcare, calculul arborilor şi calculul articulaţiilor.

Capitolul 13 cuprinde elemente de tehnologie şi exploatare. Dintre obiectivele capitolului menţionăm materiale şi tratamente termice, influenţa geometriei crucii asupra cinematicii articulaţiei cardanice, echilibrajul transmisiei, indicaţii pentru depistarea şi înlăturarea defecţiunilor.

În anexele lucrării sînt incluse date constructive privind diferite tipuri de articulaţii cardanice şi de arbori ai acestora.

Lucrarea oferă un bogat material teoretic şi practic în domeniul abordat, fiind, ca atare, utilă cercetătorilor, proiectanţilor şi tehnicienilor din industria constructoare de maşini.

În scopul de a uşura aprofundarea de către cititor a problemelor ridicate, la fiecare capitol se fac trimiteri la numeroasele titluri bibliografice citate la sfîrşitul lucrării.

C. Moldovan, M. Epure, D. N. Cîrţu. **Comanda electronică a maşinilor-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 437 pag. 271 fig.

Lucrarea prezintă un bogat material bazat atît pe date din literatura de specialitate, cît şi pe experienţa practică a autorilor, privind unul dintre cele mai importante aspecte din activitatea întreprinderilor industriei constructoare de maşini — maşinile-unelte cu comandă electronică.

În lucrare sînt descrise principiile care stau la baza funcţionării echipamentelor electronice de pe maşinile-unelte, analiza unor scheme de echipamente electronice ale unor tipuri de maşini existente în ţară.

Lucrarea cuprinde patru părţi, împărţite pe capitole completate cu note bibliografice de specialitate.

Prima parte cuprinde noţiuni generale privind clasificarea maşinilor-unelte din punct de vedere al organizării producţiei, specificul operaţiei, greutatea şi dimensiunile, precizia prelucrării, gradul de automatizare. Se analizează principiile de lucru ale diferitelor tipuri de prelucrări (strunjirea, rabotarea, găurirea, frezarea, rectificarea), comanda electronică şi cerinţele moderne ale construcţiei de maşini-unelte.

Partea a doua cuprinde funcţiunile, rolul şi descrierea echipamentului electronic de pe maşinile-unelte. Sînt prezentate generalităţi despre schema-bloc, principiile de lucru ale traductoarelor, tipurile de circuite folosite în schemele de acţionare ale maşinilor-unelte, sursele de alimentare, amplificatoarele cu tuburi electronice, cu tranzistoare, amplificatoarele magnetice, rotative, oscilatoarele, releele electronice, circuitele logice, circuitele auxiliare.

Partea a treia cuprinde analiza schemelor unor echipamente electronice de pe maşinile-unelte (strunguri carusel de copiat, maşini de rabotat, maşini de găurit, maşini de frezat, maşini de rectificat).

Se analizează în continuare echipamentele electronice pe diferite tipuri de maşini de prelucrat prin electroeroziune, maşina de echilibrat dinamic etc.

Ultima parte cuprinde instalarea, exploatarea, întreţinerea şi repararea aparaturii electronice de pe maşinile-unelte, dîndu-se indicaţii asupra dispunerii echipamentului electronic, instalarea maşinilor, alimentarea cu energie electrică, punerea în funcţiune, întreţinerea curentă, reguli de depanare a defecţiunilor şi metode de reparare a lor; se folosesc numeroase exemple concrete luate din producţie.

Lucrarea aduce o preţioasă contribuţie la cunoaşterea maşinilor-unelte cu comandă electronică printr-un material sistematizat şi prin expunerea clară a principiilor elementelor de circuit care intră în compunerea instalaţiilor electronice de comandă.

Accentul se pune pe partea aplicativă, exemplificîndu-se analiza făcută cu scheme electronice concrete pe maşinile-unelte existente în uzinele din ţara noastră.

Lucrarea se adresează inginerilor şi tehnicienilor care exploatează maşinile-unelte cu comandă electronică.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România. Tom **21**, nr. 1, 1966.

D. Mangeron şi *L. E. Krivoşein.* Noi metode de calcul numeric al soluţiilor diferitelor sisteme integrodiferenţiale interesînd mecanica aplicată. III. Probleme de contur pentru ecuaţii integrodiferenţiale cu operatori calorici şi cu argument întîrziat.

În articol sînt expuse un şir de probleme cu privire la studiul ecuaţiilor integrodiferenţiale liniare şi neliniare cu operatori parabolici (calorici), conţinînd integrale duble şi termeni cu argument întîrziat. În continuare sînt studiate condiţiile care asigură existenţa, unicitatea şi stabilitatea (în raport cu mici perturbări ale coeficienţilor cunoscuţi) soluţiilor sistemelor considerate, dîndu-se unele evaluări ale modulelor soluţiilor unor atare sisteme.

Şt. Săvulescu şi I. Petru. Cercetări teoretice şi experimentale asupra stratului-limită tranziţional pe extradosul unui profil de aripă la numere Reynolds subcritice şi critice.

Scopul articolului îl constituie cercetarea teoretică şi experimentală a influenţei gradientului de presiune longitudinal asupra evoluţiei unei perturbaţii finite şi tridimensionale într-un strat-limită la numere Reynolds subcritice şi critice.

Gh. Vasilca. Aspecte experimentale ale unor parametri de lubrifiere.

Din lucrările experimentale din domeniul lubrificaţiei prezintă interes, printre altele, acelea referitoare la parametrii care pot fi exprimaţi şi prin calcul în cazul regimului hidrodinamic, ca de exemplu, caracteristica coeficientului de încărcare, a debitului de lubrifiant, a coeficientului de frecare, a cîmpului de temperaturi etc. În cazul de faţă aceşti parametri sînt studiaţi din punctul de vedere al reproductibilităţii şi al aspectului valorilor lor experimentale în raport cu cele obţinute prin calcul.

Chr. Pelecudi. Studiul sistemelor plane de corpuri cu legături prin metoda acceleraţiilor compuse.

Articolul cuprinde expunerea comparativă a proprietăţilor acceleraţiilor compuse, cum şi exemplificările şi adaptările pentru determinarea distribuţiilor de acceleraţii în lanţurile cinematice plane, simple sau închise, scoţîndu-se în evidenţă atît generalitatea metodei, cît şi caracteristicile construcţiilor respective.

Fl. Dudiţă. Transmisii cardanice sincrone.

În articol se studiază cinematica transmisiilor policardanice, în final indicîndu-se o metodă analitică pentru determinarea parametrilor geometrici în proiectare.

Virgiliu Florian. Contribuţii privind calculul diafragmelor cu goluri, al diafragmelor cuplate şi al cadrelor-diafragme.

În această parte a articolului se dă o metodă de calcul, prin încercări repetate de îmbunătăţire, pînă la obţinerea gradului de exactitate dorit a valorilor aproximative rezultate din calculele arătate anterior (Partea I a studiului).

C. Teodosiu. Determinarea tensiunilor şi a cuplurilor de tensiuni generate de dislocaţii în medii izotrope.

Lucrarea se ocupă cu problema determinării stării de tensiune produse de distribuţiile continue de dislocaţii în medii izotrope, finite sau infinite.

Nic. S. Pîrvulescu. Buclarea multiplă a garniturii de foraj.

Articolul se ocupă de două aspecte ale problemei: flambajul multiplu şi formule de interpolare în instabilitatea de rotaţie.

Georgeta Stănculescu şi *Mariana Ionescu.* Studiul statistic al distanţei dintre fisuri şi al deschiderii lor la elemente încovoiate de beton armat.

Studiul reprezintă o aplicaţie a calculului statistic la prelucrarea încercărilor efectuate atît la INCERC în ultimii ani, cît şi în unele institute de cercetări în construcţii din alte ţări, cu privire la fisurarea grinzilor din beton armat solicitate la încovoiere.

D. Anastasescu şi *I. Munteanu.* Consideraţii asupra unor procedee de calcul al cadrelor spaţiale.

Sînt prezentate în mod unitar cîteva procedee avînd la bază metoda deplasărilor, procedee care pot fi utilizate la calculul cadrelor spaţiale.

Al. Marinescu. Asupra stabilităţii dinamice a rachetelor.

În articol este studiată problema generală a stabilităţii dinamice a rachetelor neconduse în regim de zbor supersonic.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România. Tom, **21**, nr. 2, 1966.

A. A. Beleş şi *M. Soare.* Deformaţiile mari ale paraboloidului hiperbolic în şa datorite variaţiilor de temperatură.

În lucrare, ţinîndu-se seamă de deformaţiile mari ale plăcii, se stabileşte un sistem de două ecuaţii de bază, cu derivate parţiale de ordinul al patrulea, neliniare şi se încheie cu observaţii critice şi concluzii privitoare la valabilitatea teoriei liniare şi neliniare, a teoriei încovoierii şi de membrană, cum şi influenţa diverşilor parametri asupra valorii temperaturii critice.

P. P. Teodorescu. Asupra unei probleme plane clasice a teoriei elasticităţii.

Autorul se ocupă de grinda plană circulară de secţiune transversală dreptunghiulară constantă, supusă la o stare de tensiune plană. Rezultatele obţinute prezintă interes pentru studiul a diferite elemente de construcţie atît în cazul construcţiilor civile, cît şi în cazul organelor de maşini.

D. Anastasescu şi *I. Munteanu.* Grindă dublă în consolă.

Studiul prezintă cazul general a două console legate reciproc, care au un unghi oarecare între ele, fiind elastic sau perfect încastrate şi avînd secţiune variabilă. Se subliniază avantajele metodei deplasărilor în rezolvarea statică a acestui tip de construcţie.

Liviu Librescu. Problema termoelastică a învelitorilor şi plăcilor abordată prin eliminarea ipotezei Love-Kirchhoff.

În articol se stabilesc bazele teoretice pentru rezolvarea problemei termoelastice a învelitorilor şi plăcilor în cadrul unei teorii în care este eliminată ipoteza Love-Kirchhoff.

Toma Pană. Efectul împiedicării deplasării asupra pulsaţiilor proprii de răsucire la barele cu pereţi subţiri avînd profilul închis.

În lucrare, pornindu-se de la constatarea că efectul diafragmei este echivalent cu acela al unui bimoment concentrat aplicat din exterior, se stabilesc ecuațiile pulsațiilor proprii de răsucire pentru barele cu o singură diafragmă de rigidizare.

D. Craifăleanu. Vibrații transversale ale barelor în rotație solicitate la efort axial și la răsucire.
Problema prezintă un deosebit interes în calculul și funcționarea arborilor de mașini, a prăjinilor de foraj ; a arborilor elicelor de nave, a axelor portburghiu. Lucrarea își propune un studiu de ansamblu, ținînd seamă de influența simultană a factorilor menționați.

Eug. Bugajewski. Asupra trenurilor diferențiale și a folosirii lor în legătură cu variatoarele de viteză.
Lucrarea analizează unele aspecte ale trenurilor diferențiale, stabilindu-se relații cinematice cu caracter general, independent de poziția elementelor de intrare și de ieșire, în vederea analizării cinematice a comportării acestora în situația modificării raportului de transmitere între două elemente inițiale.

N. Boicu. Influența asimetriei flancului asupra contactului elastic al roților dințate.
Se stabilesc formule pentru calculul presiunilor și al deformațiilor de contact elastic, cu luarea în considerare a asimetriei zonei de contact, analizîndu-se din punct de vedere cantitativ cazul particular al roților dințate cilindrice cu dinți drepți cu profil evolventic.

N. Tipei și *Al. Nica.* Cîmpul de temperaturi în stratul lubrifiant al lagărelor cu alunecare.
Prin integrarea ecuației energiei și utilizînd-se rezultatele dobîndite cu privire la distribuția presiunilor în stratul lubrifiant, se stabilesc relațiile care exprimă distribuția temperaturilor în filmul lubrifiant al lagărelor cu alunecare în cazul tridimensional.

V. N. Constantinescu și *S. Găletușe.* Studiul lubrificației turbulente folosind ipoteza lungimii de amestec cu o variație parabolică după normală la stratul de lubrifiant.
În lucrare este examinată mișcarea turbulentă în straturi subțiri mărginite de frontiere solide, folosind însă o variație parabolică a lungimii de amestec în locul unei variații liniare, la sfîrșit deducîndu-se ecuația presiunilor sub aceeași formă, dar cu unele constante determinate.

Olga Biță și I. Dincă. Asupra influenței viscozității în lubrificația la sarcini ridicate.
Articolul prezintă unele date experimentale obținute ca urmare a unui studiu efectuat pe o mașină cu patru bile, privind influența viscozității inițiale a lubrifianților asupra lubrificației la sarcini ridicate în cazul acționării acestora pe un timp limitat, mai mare decît perioada de relaxare.

H. Pascal. Curgerea unui fluid bifazic printr-un mediu poros în regim tranzitoriu.
În lucrare se studiază curgerea simultană a țițeiului și a apei în regim tranzitoriu, pentru a se putea stabili particularitățile curbei de restabilire a presiunii de fund obținută într-o sondă după închiderea acesteia.

V. Gheorghiu și *T. Nicoară.* Contribuții teoretice și experimentale la dimensionarea hidraulică a golirilor Venturi pentru baraje.
Se prezintă un studiu teoretic și se dau rezultatele cercetărilor efectuate în laboratorul de hidraulică și construcții hidrotehnice al Institutului politehnic din Timișoara, cu privire la valabilitatea ipotezelor și a relațiilor stabilite în domeniul golirilor Venturi.

N. Cămărășescu. Vizualizarea jeturilor fluide laterale.
Este prezentată metoda cu care au fost obținute unele vizualizări ale pînzei de jet creată la capătul unei aripi montate în sufleria Institutului de mecanica fluidelor al Academiei Republicii Socialiste România.

T. Hacker. Unele probleme neclasice ale stabilității zborului.
Se discută cazul cvasicritic al sistemelor cu parametri constanți, situați în vecinătatea frontierei de stabilitate asimptotică, și se propune un model matematic al proprietății empirice de stabilitate neutră.

Ian Polášek. Profil de aripă în scurgere neomogenă.
Se elaborează o teorie completă ,,de ordinul doi'' pentru scurgerea în jurul profilului de curbură mijlocie și grosime nu prea mare în cîmpul de scurgere neomogenă.

Aurel P. Stoicescu. În legătură cu influența ,,rezervei de stabilitate statică'' asupra stabilității automobilului frînat.
Se studiază comportarea automobilului frînat în cazurile cînd frînele nu sînt reglate corect și cînd coeficienții de aderență ai părților din cale pe care rulează roțile de pe o parte și de pe alta a automobilului sînt diferite, roțile de pe partea corespunzătoare coeficientului de aderență mai mic fiind blocate. Se ajunge la concluzia că rezerva de stabilitate statică nu poate constitui un criteriu al stabilității automobilului frînat.

Studii și cercetări de energetică și electrotehnică. București, Editura Academiei Republicii Socialiste România. Tom. 16, nr. 1, 1966.

N. Dănăilă și *A. Leca.* Determinarea împărțirii în trepte a intervalului total de preîncălzire a apei, în ciclurile termice ale centralelor termoelectrice cu supraîncălzire intermediară a aburului.
Se fac cîteva considerații asupra împărțirii optime a intervalului total de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare în ciclurile termice cu supraîncălzire intermediară.

N. Antonescu și *I. Rădulescu.* Contribuții la completarea modelului procesului de stabilizare cu gaze recirculate pentru aprindere.
În baza unui punct de vedere nou din care este analizat fluxul energiei de aprindere rezultă concluzii interesante cu privire la raportul în care se află energia transmisă prin suprafața de contact și cea dezvoltată prin centre interne de aprindere funcție de parametrii jetului activ : viteză, dozaj de combustibil și gradul de grilare.

N. Pănoiu, C. Crăciuneanu, G. Singer și *I. Carabogdan.* Interdependența dintre simplexurile geometrice și regimul de curgere în cazul modelării izotermice monofazice a focarului ciclon conic.
Se analizează influența configurației geometrice a camerei asupra regimului de curgere, dîndu-se rezultatele obținute pe o instalație experimentală la funcționarea izotermică monofazică.

D. Grecov și *I. Iordache.* Lungimea flăcărilor difuzive deschise în cazul jeturilor în echicurent și contracurent.
Se arată că analiza cîmpurilor de viteze și concentrații în flăcările în jeturi coaxiale în echicurent și contracurent a permis deducerea unor formule simple de calcul pentru determinarea lungimii acestor flăcări.

C. A. Vasilescu, I. Ștefan și *M. Stoica.* Influența condițiilor exterioare asupra consumului de combustibil la motorul SR-211 (variația altitudinii de exploatare).
Se face o analiză a influenței înălțimii asupra factorilor care influențează puterea și consumul specific de combustibil, arătîndu-se necesitățile de reglaj care se impun o dată cu mărirea altitudinii la care se face exploatarea.

Scurt îndreptar pentru constructorul de mașini (Kratkii spravocinik mașinostroitelia). Sub redacția S. A. Cernavskii. Moscova, Mașinostroenie, 1966, 798 p.

Lucrarea încorporează elemente fundamentale din principalele discipline aferente construcției de mașini, sistematizate în 25 capitole.

Capitolele I— V cuprind cunoștințe de cultură tehnică generală. Astfel, capitolul I prezintă unitățile de măsuri conform sistemului internațional S.I. și cifrele de echivalență între diferite sisteme, iar capitolul II se ocupă de bazele mecanicii teoretice și teoriei mecanismelor și mașinilor. În paragraful de mecanică se evidențiază îndeosebi problemele grinzilor cu zăbrele, iar în cel de teoria mecanismelor și mașinilor — aplicațiile și caracteristicile diferitelor tipuri de mecanisme.

Principalele probleme examinate în capitolul III (termotehnică) sînt proprietățile termice ale materialelor și transmiterea căldurii prin conducție, convecție și radiație. După legile fundamentale ale electrotehnicii, capitolul IV se referă la maşini şi transmisii electrice, un loc corespunzător fiind deţinut de alegerea parametrilor caracteristici şi de reglaje. Din capitolul V, destinat electronicii, reţin atenţia aparatura cu semiconductoare şi diferite tipuri de amplificatoare.

Următoarele cinci capitole sînt consacrate rezistenţei materialelor. Capitolul VI conţine cunoştinţe elementare privind coeficienţii de siguranţă, stările de tensiune şi deformaţie, ipotezele de rupere etc. Capitolul VII tratează calculul grinzilor, iar capitolul VIII — calculul cilindrilor şi sferelor cu pereţi groşi, calculul plăcilor şi al învelişurilor subţiri. Problemele tensiunilor variabile sînt abordate în capitolul IX, care include şi calculul solicitărilor prin şoc şi calculul la vibraţii, capitolul X se ocupă de stabilitatea sistemelor elastice.

Ultima secţiune a îndrumarului este destinată organelor de maşini. După capitolul XI, care prezintă arbori şi axe (construcţie, calcul de rezistenţă şi al deformaţiei), capitolul XII trece la cuplaje. Pe lîngă caracteristicile geometrice şi de rezistenţă ale diferitelor tipuri de cuplaje, se determină forţele şi momentele care le solicită, în diverse condiţii de funcţionare.

Capitolele XIII şi XIV tratează lagărele de rostogolire, respectiv de alunecare. Cităm din cuprins criteriile de alegere a lagărelor de rostogolire, calculul hidrodinamic al lagărelor de alunecare, problemele ungerii.

Capitolul XV—XX se referă la transmisii. În primul rînd (capitolul XV) sînt prezentate caracteristicile transmisiilor cu roţi dinţate cilindrice şi conice, cu precizarea modului de calcul al elementelor geometrice ale angrenării, recomandările privind alegerea parametrilor transmisiei şi schemele de calcul la rezistenţă. În aceeaşi manieră sînt alcătuite capitolele XVI şi XVII, destinate respectiv transmisiilor melcate şi transmisiilor şurub-piuliţă. Capitolul XVIII prezintă transmisiile cu curele, fiind menţionate şi cele cu curele dinţate, iar capitolul XIX — transmisiile cu lanţuri. În sfîrşit, capitolul XX se ocupă de transmisiile continue şi variatoarele de viteză, pentru care se dau schemele principalelor tipuri întîlnite în practică şi se determină caracteristicile cinematice şi dinamice.

Capitolele XXI şi XXII sînt consacrate îmbinărilor filetate, respectiv cu pene, caneluri şi ştifturi. Dintre problemele abordate reţinem calculul şuruburilor la solicitări variabile, calculul static al arborilor necirculari etc. Printre tipurile de arcuri prezentate în capitolul XXIII se remarcă arcurile multifilare, arcurile spirale plane, arcurile curbe şi arcurile inelare.

După lubrifianţi şi elementele de ungere şi etanşare (capitolul XXIV), în ultimul capitol al lucrării se dau noţiuni asupra interschimbabilităţii: condiţii generale, clase de precizie, toleranţe şi ajustaje, lanţuri de dimensiuni.

Lucrarea întruneşte condiţiile specifice unui îndrumar de specialitate, ceea ce îi conferă o deosebită utilitate pentru inginerii şi tehnicienii proiectanţi şi constructori de maşini.

Cronică

Sesiunea generală ştiinţifică a Academiei Republicii Socialiste România

În luna septembrie a.c. a fost sărbătorită împlinirea a 100 de ani de la întemeierea celui mai înalt for al ştiinţei şi culturii patriei noastre, Academia Republicii Socialiste România, care prin bogata şi rodnica ei activitate de-a lungul deceniilor şi-a creat un prestigiu binemeritat atît în ţară, cît şi peste hotare.

În cadrul manifestărilor consacrate sărbătoririi centenarului Academiei Republicii Socialiste România a fost organizată între 21 şi 24 septembrie sesiunea generală ştiinţifică, în cadrul căreia s-au prezentat circa 400 comunicări din toate ramurile ştiinţei, la elaborarea cărora au contribuit peste 1 000 de cercetători din institutele şi centrele Academiei, din universităţi şi institute de învăţămînt superior, din institute de cercetări departamentale şi laboratoare uzinale din întreaga ţară.

În şedinţa plenară de deschidere, tov. acad. *M. Nicolescu*, preşedintele Academiei, a rostit cuvîntul de deschidere, după care acad. *Ş. Ţiţeica*, acad. *R. Răduleţ*, acad. *Şt. Milcu* şi acad. *Ath. Joja*, vicepreşedinţi ai Academiei, au prezentat realizările şi perspectivele în ştiinţele matematice, fizice, chimice, geologice, geografice, în ştiinţele tehnice, în ştiinţele biologice şi în ştiinţele sociale. Au urmat apoi şedinţele în care au fost prezentate referatele şi comunicările ştiinţifice pe secţii. În secţia Construcţii de maşini (solide deformabile, teoria mecanismelor, organe de maşini, rezistenţa materialelor, uzură, sudură etc.) au fost prezentate următoarele comunicări:

Şt. Nădăşan. — Aspecte ale colaborării secţiei de oboseală şi rupere fragilă a metalelor şi a secţiei de sudură din cadrul Centrului de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei Republicii Socialiste România cu întreprinderile industriale.

V. Safta şi *Al. Bernath* — Un nou criteriu de determinare a comportării tenaco-fragile a metalelor (Centrul de cercetări tehnice-Timişoara).

M. Mişicu — Bazele teoretice, metode şi aplicaţii ale mecanicii solidelor structurale deformabile (Centrul de mecanica solidelor — Bucureşti).

D. Drăghicescu — Integrarea asimptotică a ecuaţiilor teoriei dinamice a elasticităţii în cazul plăcilor plane (Centrul de mecanica solidelor — Bucureşti).

D. Pavelescu — Principalii parametri ai uzurii suprafeţelor plane în mişcare alternativă de alunecare; instalaţie de modelare şi măsură (Centrul de mecanica solidelor — Bucureşti).

T. Sălăgean, C. Boarnă, S. Moga — Sudarea şinelor cu găuri de eclisare (Centrul de cercetări tehnice — Timişoara).

A. Vass, D. Popovici — Studiul tăierii termice cu jet de plasmă (Centrul de cercetări tehnice — Timişoara).

R. C. Bogdan, Th. Hunker, D. Larionescu — Bazele de calcul prin analiza armonică complexă a mecanismelor cu cuple de translaţie (Centrul de mecanica solidelor — Bucureşti.

L. Boleanţu, M. Fischer — Influenţa factorilor geometrici ai concentratorilor de descărcare asupra factorului de formă (Institutul politehnic-Timişoara).

G. Niculescu, Tr. Ghimbăşan — Îmbunătăţirea superficială prin curenţi de inducţie a porţiunilor solicitate, la acele, inimile de încrucişare şi şinele de cale ferată (Institutul de cercetări tehnologice în construcţia de maşini — Bucureşti.

L. Macoveanu — Ortostatometru electronic, aparat de măsurare a gradului de oboseală la om (Institutul de cercetări de protecţia muncii).

M. Ghiulai — Determinarea stării tehnice a grupului cilindru-piston, fără demontare (Ministerul Transporturilor Auto, Navale şi Aeriene).

Comunicările au fost urmate de discuţii.

Această sesiune a prilejuit un bilanţ al activităţii ştiinţifice şi totodată a scos în evidenţă sarcinile de perspectivă ale cercetării, în strînsă legătură cu cerinţele actuale mereu crescînde ale dezvoltării economiei şi culturii, de a intensifica activitatea de cercetare în vederea creşterii contribuţiei ştiinţei româneşti la construirea socialismului şi comunismului în ţara noastră.

Centenarul introducerii sistemului metric în România

Cu prilejul împlinirii unui veac de la introducerea sistemului metric în România — măsură care a adus partea ei de contribuţie la înaintarea ţării noastre pe drumul progresului — printr-o Hotărîre a Consiliului de Miniştri al Republicii Socialiste România au fost organizate o serie de manifestări între 12 şi 16 septembrie a.c., manifestări care au scos în evidenţă deosebita semnificaţie a acestui eveniment petrecut cu 100 de ani în urmă.

În condiţiile progresului tehnic necontenit, metrologia are rolul să asigure sprijin tehnic tot mai eficient în industrie, în întreaga economie, contribuind tot mai mult la ridicarea calităţii producţiei.

Datorită puternicii dezvoltări a industriei noastre socialiste, a modernizării ei necontenite, s-a impus realizarea de noi aparate de măsură şi control de cea mai mare precizie.

Astăzi, în economia noastră naţională sînt utilizate 8 milioane de măsuri şi aparate de măsură şi control, în peste 800 de tipuri.

Şedinţa festivă pentru sărbătorirea centenarului introducerii sistemului metric în România a avut loc în Bucureşti în sala Dalles. La şedinţă au luat parte numeroşi oameni de ştiinţă, constructori de aparate de măsură, cercetători, metrologi din ministere, întreprinderi şi institute, cum şi invitaţi de peste hotare, care activează în acest domeniu.

După cuvîntul de deschidere, rostit de tov. acad. Remus Răduleţ, vicepreşedinte al Academiei Republicii Socialiste România, vicepreşedinte al Consiliului Naţional al Cercetării Ştiinţifice, a luat cuvîntul tov. ing. Constantin Tuzu, director general al Direcţiei Generale pentru Metrologie, Standarde şi Invenţii, care a prezentat o conferinţă intitulată : „100 de ani de la introducerea sistemului metric în România". După aceea, participanţii la adunare au fost salutaţi de E. W. Allright, reprezentant al Organizaţiei Internaţionale de Metrologie Legală, de Pierre Carré, reprezentant al Biroului Internaţional de Măsuri şi Greutăţi, de reprezentanţi ai organizaţiilor naţionale de metrologie din R.S.F. Iugoslavia şi Republica Democrată Germană.

La Institutul de petrol, gaze şi geologie din Bucureşti a fost organizată, de asemenea, o sesiune de comunicări ştiinţifice cu privire la problemele dezvoltării metrologiei şi tehnicii măsurării în Republica Socialistă România.

Tot cu acest prilej, în Sala sporturilor Floreasca din Capitală a fost organizată o expoziţie a sistemelor de măsurare, unde au fost expuse diferite mijloace de măsurare, care au fost utilizate în trecut în România, cum şi numeroase aparate şi instrumente de măsură şi control de înaltă tehnicitate, realizate în anii puterii populare de către întreprinderile şi institutele de specialitate din ţara noastră. Expoziţia, oglindind evoluţia aparatelor de măsură şi a măsurilor în România, a fost vizitată atît de specialişti, cît şi de un public numeros.

Industria construcţiilor de maşini în Republica Populară Bulgaria

Considerînd industria constructoare de maşini drept premisă fundamentală a creării întregii industrii şi economii naţionale, ca bază a progresului tehnic şi factor hotărîtor pentru înzestrarea cu tehnica modernă, guvernul Republicii Populare Bulgaria aplică în mod consecvent linia dezvoltării de predilecţie a acestei ramuri industriale.

Astfel, din punctul de vedere al ritmului de dezvoltare, industria constructoare de maşini ocupă unul dintre primele locuri în comparaţie cu celelalte ramuri ale industriei. De exemplu, în ramura construcţiei de maşini s-a obţinut o creştere a producţiei de 21 % în 1965 faţă de 1964, creşterea medie a producţiei industriale în general fiind de 14 %. Producţia industriei constructoare de maşini în anul 1965 a reprezentat 17 % din producţia industrială totală, ramura respectivă dispunînd în prezent de circa 160 de întreprinderi moderne.

Pentru perioada 1966 — 1970 se prevede menţinerea aceluiaşi ritm de dezvoltare a acestei industrii, adică o creştere medie anuală de circa 20 %, volumul producţiei respective fiind în 1970 de circa 2,5 ori mai mare decît în 1965.

Se apreciază că în anul 1970, circa 50 % din necesităţile ţării în maşini vor putea fi satisfăcute de industria proprie.

Realizarea acestui program vast de dezvoltare a construcţiei de maşini se bazează în primul rînd pe acordurile comerciale încheiate cu celelalte ţări socialiste, prevăzîndu-se pentru viitor o substanţială lărgire a schimburilor comerciale, avînd drept obiect producţia acestei ramuri industriale.

Exportul de maşini din Republica Populară Bulgaria este în continuă creştere. Dacă în anul 1955 produsele industriei constructoare de maşini reprezentau circa 2 — 6 %, în prezent constituie peste 25 % din exportul total al ţării. Numai în ultimii cinci ani exportul de maşini şi utilaje a crescut de peste trei ori, aceste produse ale Republicii Populare Bulgaria fiind importate astăzi în peste 75 de ţări.

În cadrul măsurilor de viitor se prevede dezvoltarea următoarelor domenii :

— domeniul maşinilor de transport intern, electrocare, motocare cu ardere internă, maşini şi utilaje pentru mecanizarea complexă a lucrărilor de încărcare-descărcare ;

— domeniul aparatelor şi instalaţiilor electronice pentru utilizări industriale sau de laborator, calculatoare electronice, instalaţii şi aparataj pentru telecomunicaţii, piese moderne radio şi semiconductoare ;

— domeniul mijloacelor de automatizare a proceselor de producţie, de mecanizare şi de automatizare a muncii de conducere, aparate şi instalaţii medicale etc. ;

— maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor — strunguri de înaltă precizie şi productivitate mare, maşini de frezat, maşini de rectificat, maşini agregate şi linii automate de fabricaţie ;

— motoare electrice şi utilaj electrotehnic necesar producţiei de maşini ;

— maşini de ridicat moderne pentru mecanizarea proceselor de producţie în industria construcţiilor, agricultură, industria minieră.

Pentru rezolvarea acestor sarcini s-a acordat, în primul rînd, o atenţie specială creării unei noi unităţi de producţie. Numai în perioada 1960 — 1965 au fost construite şi puse în funcţiune 70 de uzine noi în ramura construcţiilor de maşini.

În paralel cu dezvoltarea rapidă a producţiei creşte şi activitatea de cercetare ştiinţifică. Astfel, la începutul anului în curs, ramura industriei construcţiilor de maşini dispunea de un număr de 13 institute de cercetare ştiinţifică şi de 32 de baze pentru dezvoltare tehnică.

Institutele de cercetare şi proiectare, ca şi bazele de dezvoltare tehnică asigură elaborarea proiectelor şi realizarea unui mare număr de produse noi. De exemplu, numai în perioada 1964 — 1965 au fost elaborate proiectele respective şi puse în fabricaţie un număr de peste 1 000 de maşini noi, utilaje şi aparate. În plus, s-a modernizat producţia unei întregi serii de uzine constructoare de maşini.

În acest fel, un număr tot mai mare de maşini şi aparate fabricate în Republica Populară Bulgaria determină un interes corespunzător pe piaţa internaţională.

De exemplu, la Tîrgul de primăvară de la Leipzig 1965, instalaţia pentru dispersarea electrohidraulică a coloranţilor tip IDB-1 a obţinut medalia de aur. La Expoziţia internaţională de la Moscova din 1965, calculatorul electronic Elca a fost considerat cu un deosebit interes, iar, la Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an, alte două maşini fabricate în Republica Populară Bulgaria au fost premiate cu medalia de aur.

În paralel cu asimilarea de maşini noi cu indici tehnici şi economici ridicaţi, se acordă o atenţie susţinută şi îmbunătăţirii tehnologiei de fabricaţie, utilării unităţilor de producţie cu utilaje şi instalaţii de mare productivitate şi organizării moderne a uzinelor constructoare de maşini. Numai în anul 1965 au fost puse în funcţiune 112 bucăţi strunguri automate şi semiautomate, 39 bucăţi maşini agregate şi au fost organizate 54 linii de fabricaţie în flux.

Industria constructoare de maşini din Republica Populară Bulgaria îşi îndeplineşte cu succes sarcinile legate de dezvoltarea rapidă a ramurii industriale respective, acţionînd consecvent pe linia îmbunătăţirii continue a indicilor tehnici şi economici ai produselor fabricate, pentru a putea ajunge la nivelul celor mai bune realizări mondiale.

Constructorii de maşini români vor putea aprecia calitatea produselor industriale constructoare de maşini din Republica Populară Bulgaria la Expoziţia industrială bulgară deschisă la Bucureşti între 1 şi 13 noiembrie 1966.

Cel de-al XXII-lea Tîrg internaţional de mostre din Plovdiv

Între 18 septembrie şi 3 octombrie a.c. a avut loc la Plovdiv, cel de-al 2-lea oraş ca mărime al R. P. Bulgaria, cea de-a XXII-a ediţie a tradiţionalului Tîrg internaţional.

Oraş cu o minunată aşezare geografică şi cu o veche tradiţie comercială, Plovdivul găzduieşte de la o ediţie la alta a Tîrgului un număr tot mai mare de ţări participante, o gamă din ce în ce mai variată de exponate, ilustrînd progresele pe care le face tehnica mondială cu trecerea anilor în diferite domenii. Cîteva cifre sînt semnificative în acest sens.

În anul 1962, la cel de-al XX-lea Tîrg din Plovdiv au participat 27 de ţări, în 1964, la cel de-al XXI-lea Tîrg au participat 35 de ţări, iar la recenta ediţie numărul ţărilor participante a crescut la impresionanta cifră de 46.

Dintre pavilioanele numeroaselor ţări participante au atras atenţia vizitatorilor în mod deosebit prin gama largă de exponate, cele ale Uniunii Sovietice, Republicii Democrate Germane, Cehoslovaciei, Poloniei, Iugoslaviei şi Ungariei, ţări cu care R. P. Bulgaria practică un intens schimb de mărfuri.

În cei peste 12 000 m^2 pe care şi-a organizat expoziţia Uniunea Sovietică a prezentat numeroase tipuri de maşini de transport, maşini folosite în industria construcţiilor, maşini agricole, textile, turisme, televizoare etc.; un adevărat punct de atracţie pentru vizitatori a fost însă macheta în mărime naturală a navei cosmice „VOSTOK" prezentată în centrul pavilionului.

Pe suprafeţe importante din spaţiul Tîrgului şi-au expus principalele produse şi Republica Federală Germană (circa 10 000 m^2) şi Austria (circa 2 500 m^2). Pavilionul Statelor Unite ale Americii a atras atenţia prin maşinile pentru prelucrarea lemnului şi prin turismele expuse (General Motors, Ford şi Jeep).

Pavilioane, de asemenea, apreciate pentru varietatea maşinilor şi utilajelor expuse, au fost cele ale Angliei, Franţei, Italiei şi Belgiei. Pavilioanele R. P. Bulgaria au fost o adevărată oglindă a marilor realizări obţinute în cel de-al patrulea plan cincinal (1961—1965).

Au fost admirate pentru calitatea lor exponate din toate sectoarele economiei bulgare; numeroase fructe şi flori, mobile, stofe şi produse din piele, produse chimice şi metalurgice, maşini-unelte şi turisme, aparate electronice cu un înalt grad de tehnicitate. Toate exprimă succese mari ale poporului bulgar în opera de construire a socialismului. Dintre pavilioanele exponatelor bulgare, vom trece pe scurt în revistă pe cel al construcţiilor de maşini şi utilaje, dovadă a atenţiei ce se acordă industrializării socialiste.

Astfel, constructorii de maşini-unelte bulgari au fost reprezentaţi la Tîrg de numeroase exponate, dintre care vom menţiona: strungul carusel CKE 1 700 pus recent în fabricaţie, strungul CE-081, maşina de frezat cu comandă program FD-001, maşina de frezat orizontală cu ciclu semiautomat FX-162.

Electrocarele, produse în a căror export R. P. Bulgaria ocupă primul loc în lume (în 1965 au fost exportate aproximativ 16 000 bucăţi), au fost bine reprezentate şi la această ediţie a Tîrgului. Au fost expuse numeroase tipuri noi, din care vom menţiona însă următoarele: motoîncărcătorul EV-603, care a obţinut în acest an medalia de aur la expoziţia de la Moscova; motoîncărcătorul EY-705, care serveşte la ridicarea unor greutăţi pînă la 2 t la o înălţime de 3 200 mm; motoîncărcătorul EY-462; electrocarele EP-011 şi EP-018; tractorul electric ET-511.

Au fost prezentate, de asemenea, o gamă largă de electropalane şi poduri rulante.

De o apreciere cu totul deosebită s-a bucurat expoziţia bulgară de maşini agricole prezentă cu peste 150 exponate (35 din ele expuse pentru prima dată), dintre care vom menţiona: noua variantă a tractorului „BOLGAR-TL 30A", distins cu medalia de aur la expoziţia tehnică agricolă care a avut loc în acest an la Moscova, tractorul „BOLGAR-112", tractorul TK 224", cum şi numeroasele dispozitive ataşabile.

Dintre celelalte maşini agricole expuse de o bună apreciere peste hotare se bucură şi maşinile de curăţat seminţe, cu o productivitate de 20 t/h.

La enumerarea exponatelor industriei constructoare de maşini bulgare, care s-au bucurat de succes, vom aminti şi turismele fabricate în Bulgaria după licenţa firmei franceze RENAULT care au atras în jurul lor numeroşi admiratori.

Industria electrotehnică bulgară a fost reprezentată de mai mult de 1 100 exponate; menţionăm în mod deosebit transformatoarele şi motoarele electrice expuse.

Au putut fi văzute, de asemenea, aparate de radio, televizoare şi magnetofoane de producţie bulgară (multe dintre ele destinate exportului), cum şi aparate electrice pentru uz casnic.

Ţara noastră a fost prezentă, la această ediţie a Tîrgului din Plovdiv, cu un birou de informaţii.

Interesul acordat Tîrgului de zecile de mii de vizitatori bulgari, de grupurile de tehnicieni şi specialişti veniţi de peste hotare, discuţiile şi acordurile comerciale semnate, sînt o dovadă incontestabilă a succesului repurtat la cea de-a XXII ediţie.

Al VIII-lea Tîrg internaţional de la Brno

În zilele de 11—20 septembrie a.c. a avut loc la Brno cel de-al VIII-lea Tîrg internaţional de mostre, la care s-au prezentat cele mai noi realizări ale industriei construcţiilor de maşini din întreaga lume.

La acest Tîrg au fost expuse, pe o suprafaţă de 140 000 m^2, 75 000 m^2 în pavilioane şi 65 000 m^2 în aer liber, de către firme din ţări industrializate, numeroase produse grupate după sectoarele de activitate, astfel încît să se poată aprecia mai uşor ridicarea calităţii şi a nivelului tehnic în diferitele sectoare; dintre acestea cele mai importante au fost:

— maşini-unelte pentru prelucrarea prin aşchiere şi prin deformare, cu accesoriile respective;

— instalaţii pentru industria extractivă şi siderurgie;

— maşini şi instalaţii pentru industria chimică şi alimentară;

— maşini şi instalaţii pentru industria textilă, a pielăriei şi a cauciucului;

— maşini şi instalaţii pentru industria poligrafică, maşini de birou şi pentru statistică;

— instalaţii de climatizare, pompe, motoare Diesel, aparataj de comandă şi de transmitere;

— instalaţii energetice ale industriei electrotehnice de curenţi tari;

— instalaţii energetice ale industriei electrotehnice de curenţi slabi, instalaţii de reglare şi aparate de măsură;

— tehnica nucleară, sanitară şi de laborator;

— tehnica transporturilor, maşini folosite în construcţii şi în construcţia de drumuri;

— tractoare şi maşini agricole;

— materii prime, semiproduse şi materiale electrice de bază.

Astfel, întreprinderea de comerţ exterior TECHNOEXPORT prezintă instalaţii pentru industria chimică şi petrochimică, pentru industria alimentară, pentru industria hîrtiei şi a celulozei, pentru industria cauciucului şi a materialelor plastice.

Ca noutăţi de înalt nivel tehnic sînt expuse: instalaţia de lichefiere a aerului ZH9, linia pentru fabricarea curelelor trapezoidale scurte, maşina de extrudat pentru corpuri goale în interior, aparate de telecomandă a balanţelor de dozare şi o instalaţie completă de pasteurizare CHX 512 A.

Noua întreprindere de comerţ exterior SKODAEXPORT prezintă instalaţii energetice, de la centrale termice pînă la centrale electrice atomice, inclusiv instalaţiile de epurare a apei, ca şi diferite tipuri de arzătoare. De asemenea, a fost prezentat un centru de consultaţie pentru întreprinderile constructoare de maşini, care reprezintă aplicaţia metodelor moderne de publicitate în comercializarea acestor instalaţii.

Au mai fost expuse instalaţii pentru siderurgie şi turnătorii.

Intreprinderea de comerţ exterior MOTOKOV face parte dintre cei mai importanţi expozanţi la Tîrgul internaţional de la Brno, care expune pe o suprafaţă de 11 000 m², repartizată în unităţi independente în cadrul a diferite sectoare.

MOTOKOV prezintă la Tîrgul internaţional de la Leipzig 77 noutăţi, dintre care cele mai reprezentative sînt: automobilul SKODA 1 000 MB, cu două uşi şi accesorii de lux; motocicleta Java 0,5 model 67, de 4 CP, cu caroseria şi ghidoanele de construcţie îmbunătăţită; motociclete de curse CZ de 250 cm³ şi de 360 cm³; remorca basculantă de tip A 10 S, al cărei dispozitiv de basculare este acţionat pneumatic de pe vehiculul tractor; autobuzul urban SM 11 prevăzut cu un sistem de aer comprimat pentru diferitele comenzi, cu o cutie de viteze automată în două trepte, cu suspensii pe perne cu aer, pentru confortul călătorilor.

În domeniul tractoarelor şi maşinilor agricole MOTOKOV a expus, între alte noutăţi, o instalaţie completă pentru producţia mecanizată a sfeclei de zahăr.

Întreprinderea de comerţ exterior MERKURIA prezintă diferite scule, ferăstraie şi diferite scule pentru prelucrarea lemnului, butelii de oţel pentru păstrarea sub presiune a gazelor. Pentru prima oară este prezentată o serie completă de scule electrice manuale, dublu izolate şi, în domeniul aparatajului pentru industria chimică, maşina de curăţat chimic cu benzină grea, marca Trimor Tb 25. De asemenea, MERKURIA mai prezintă instalaţia de uscare prin sublimare Frigera KS 30, ZZ 150/50, seria de răcitoare Calex şi Electrosvit. Calex prezintă frigiderele M-0-100 şi M-0-300 şi aparatul de climatizare a aerului adaptabil la ferestre, tip OK-0-2 000.

Întreprinderea STROJEXPORT expune pe o suprafaţă de 11 000 m², repartizată în diferite sectoare, motoare variate, printre care atrag atenţia Centrala Diesel electrică automată Skoda, de 600 KVA, vehiculul de tracţiune monoaxial T 180 cu trei remorci, macaralele automotoare CKD, de tip SD 080 şi SD 125, pompe pentru staţiile de epurare a apei, maşini de sudat CKZ cu arc de curent continuu, cu semiconductoare, motoare electrice asincrone MEZ, semiconductoare, diode şi tyristoare, maşina de sudat prin presiune la rece WLS-4.

De asemenea, a fost prezentat noul tramvai articulat Tatra şi locomotiva Diesel CKD tip 4781.1.

Întreprinderea de comerţ exterior KOWO prezintă aparate electrice, electronice, de reglare, contoare, instalaţii pentru fabricarea aparatajului de curenţi slabi şi corpuri de iluminat, aparate medicale şi de laborator, maşini de birou, maşini poligrafice şi maşini de calculat statistice.

INVESTA prezintă lagăre cu bile ZKL de cele mai variate tipuri, maşini textile, maşini de tricotat, maşini de cusut de uz casnic, maşini pentru prelucrarea pielăriei şi a cauciucului, a încălţămintei şi maşini pentru fabricarea ţigărilor.

STROJIMPORT prezintă pentru prima oară anul acesta — pe lîngă maşini-unelte pentru prelucrarea prin aşchiere (strungul vertical SK 25, maşina de rectificat verticală plană BPV-80, maşina de alezat orizontală WD 130) şi prin deformare — şi maşini pentru industria sticlei şi maşini pentru prelucrarea lemnului.

Întreprinderile de comerţ exterior din România expun pe o suprafaţă 1 000 m² diferite produse ale industriei ţării noastre, care au fost apreciate de vizitatori. Printre acestea se remarcă exponatele întreprinderii de comerţ exterior MASINEXPORT, strungul carusel SC 2 000, strungurile paralele SN/5 şi 400/2000, excavator de 0,3 m³, rulouI compresor pe pneuri R-13, electromotoare, transformatoare etc., cum şi cinci dintre cele mai noi tipuri de tractoare româneşti, care au fost expuse de întreprinderea de comerţ exterior AUTOTRACTORUL.

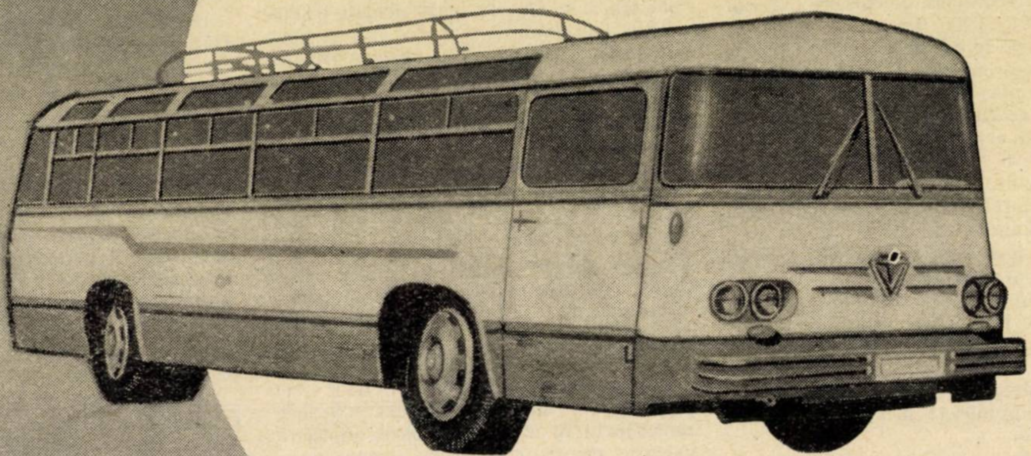
Cu ocazia acestui tîrg a avut loc şi cea de-a patra conferinţă internaţională a redactorilor presei tehnice din întreaga lume.

Numărul mare al vizitatorilor a arătat interesul pe care l-au stîrnit produsele expuse, precum şi importanţa acestor manifestări pentru întărirea relaţiilor de colaborare reciprocă dintre state.

Revista Revistelor

ATA — Giornale ed atti della „Associazione Technica dell'Automobile", nr. 1/1966: *Bianchi, G* — Dinamica sistemului vehicul-bară de siguranţă: scheme elementare şi aproximări succesive; *Bono, S.* — Automatizare, eficienţă şi cost; *Abbrescia, G.* — Criterii pentru ameliorarea circulaţiei pe şosele în funcţie de aspectele caracteristice respective; *Castellano, L.* — Influenţa puterii specifice a autovehiculelor asupra capacităţii şoselei; *Catalano, G.* şi *Vanni, A.* — Efectul încălzirii galeriei de aspiraţie la două autoturisme de serie asupra cifrei octanice de cale a doi carburanţi: *Cerreto, D.* — Defectele motoarelor lagărelor de tracţiune. **Nr. 2/1966**: *Berruti, A.* — Poziţionarea automată pe suprafeţe de alunecare şi mese rotative; *Sorrentino, M.* — Industria automobilelor şi a accesorilor pentru micşorarea eforturilor de conducere; *Bianchi, A.* — Valori experimentale şi mărimi ce interesează transporturile agricole cu tracţiune mecanică; *Cosolo, S.* — Transporturile interne într-o întreprindere agricolă; *Dipaola, G.* — Încercări asupra frecării de rostogolire; *Orlandi, A.* — Încercări experimentale asupra coeficientului de tracţiune la un vehicul cu şenile. **Nr. 3/1966**: *Franchini, E.* — Evoluţia încercărilor de şoc în cadrul uzinelor Fiat; *Rigomonti, G.* — Cinematica răsturnării cupei utilajelor de încărcat; *Dini, E. G.* — Problema transporturilor uşoare în cadrul economiei şi traficului. **Nr. 4/1966**: *Biabchi, G.* — Verificări experimentale în cadrul studiului sistemului vehicul-bară de siguranţă; *Guido, A. R.* — Cercetări experimentale asupra fenomenului de cavitaţie la injectoarele cu mai multe orificii pentru motoare Diesel rapide; *Steiner, M.* — Autovehiculul şi calea în economia transporturilor; *Williams, H. A.* — Varianta tehnologică şi ocupaţia în industria automobilului. **Nr. 5/1966**: *Gabola, G.* — Determinarea rapidă a frecvenţei proprii a vibraţiilor de torsiune pentru motoarele policilindrice; *Diana, G.* — Asupra determinării interacţiunilor dintre roată şi sol la un vehicul în viraj; *Giulio, U.* — Un aport al chimiei în economia lubrifianţilor de uzină în industria automobilului. **Nr. 6/1966**: *Gabola, G.* — Determinarea rapidă a frecvenţei proprii a vibraţiilor de torsiune pentru motoarele policilindrice; *Silveri, L.* — Studiul sistemelor de frînare cu inerţie; *Şcrofani, O.* — În legătură cu metodele de cercetare asupra fluxului bidimensional în turbomaşini.

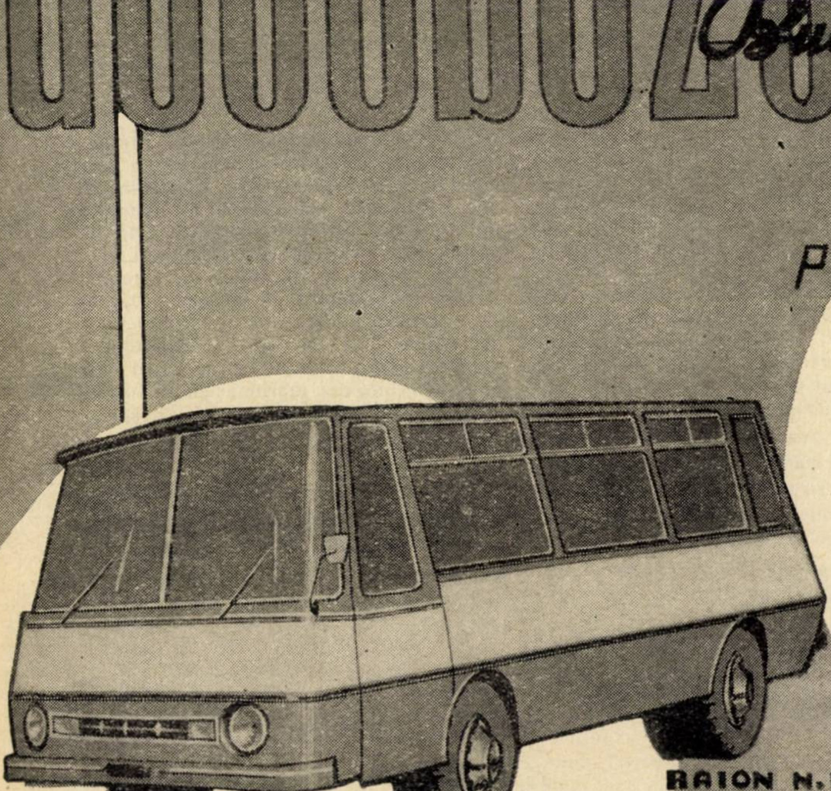
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



UZINA
autobuzul
București

produce:

Autobuze rutiere	**TV 2 R – 140 CP**
Autobuze urbane	**TV 2 U – 140 CP**
Troleibuze	**TV 2 E – 75 kW**
Microbuze	**TV 4 M – 70 CP**
Autofurgonete	**TV 4 F – 70 CP**
Autosanitare	**TV 4 S – 70 CP**
Autocamionete	**TV 4 C – 70 CP**



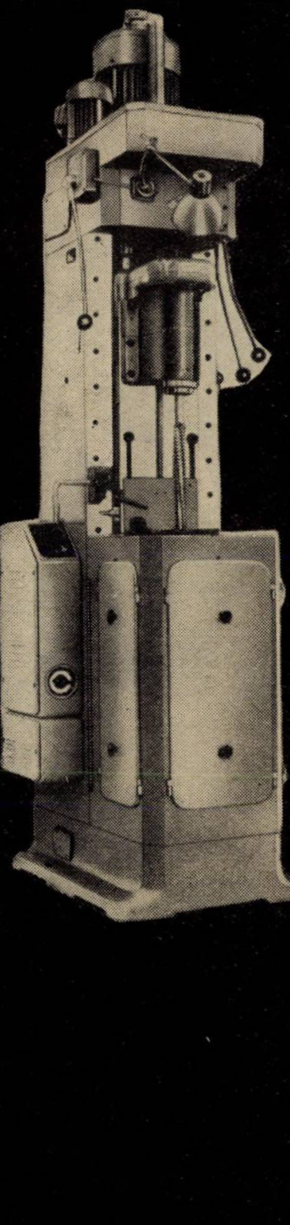
UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘT
RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 2

La expoziția industrială a R. P. Bulgaria de la București între 1 și 13 noiembrie 1966

MACHINOEXPORT

prezintă :

noua mașină de filetat prin broșare ROS-01



pentru filetarea orificiilor de diverse profile în oțel, metale neferoase și materiale plastice printr-o singură prindere și cu o singură sculă cu mișcare combinată de avans și de rotație ;

productivitate excepțională ;

precizie mare, înaltă calitate a suprafețelor prelucrate.

ROS-01 realizează filete cu pas în milimetri, țoli, modul sau Diametral-Pitch.

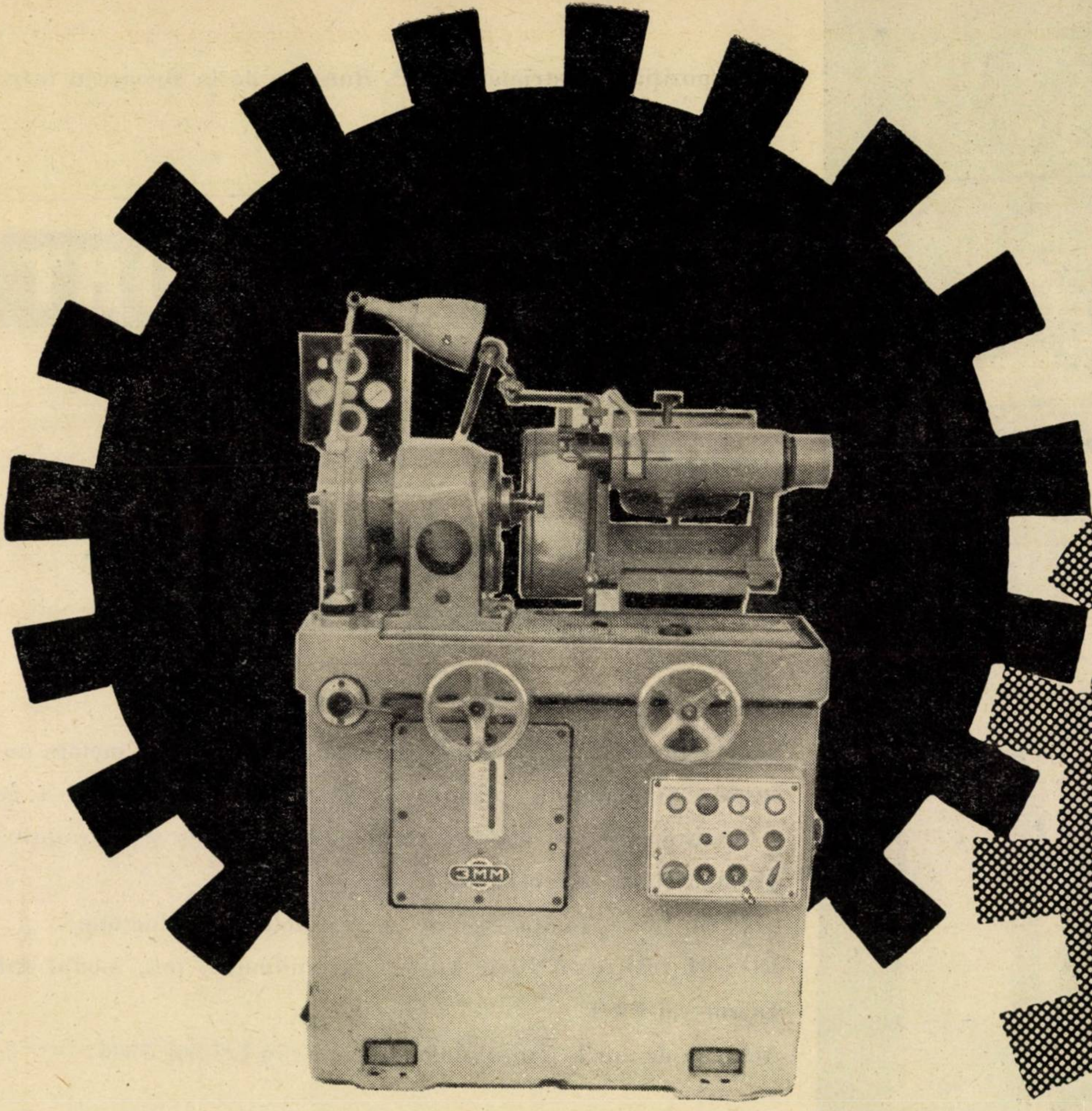
Medalia de aur la Tîrgul de primăvară din Leipzig 1966

BULGARIA

BULGARIA

Exportator :

MACHINOEXPORT, str. Aksakov, nr. 5, Sofia — R.P. Bulgaria — telefon 8.53.21; telex: 011—425; telegrame: MACHINOEXPORT SOFIA



MACHINOEXPORT

Vizitaţi standul nostru de la Expoziţia industrială a R. P. Bulgaria la Bucureşti între 1 şi 13 noiembrie 1966

Oferim pentru întreprinderile constructoare de maşini

MAŞINA DE ŞEVERUIT ROŢI DINŢATE ZM—2

Maşina realizează finisarea dinţilor angrenajelor. Serveşte pentru prelucrarea angrenajelor de diferite diametre, grosimi sau forme şi se evidenţiază prin evidente calităţi tehnice şi de exploatare

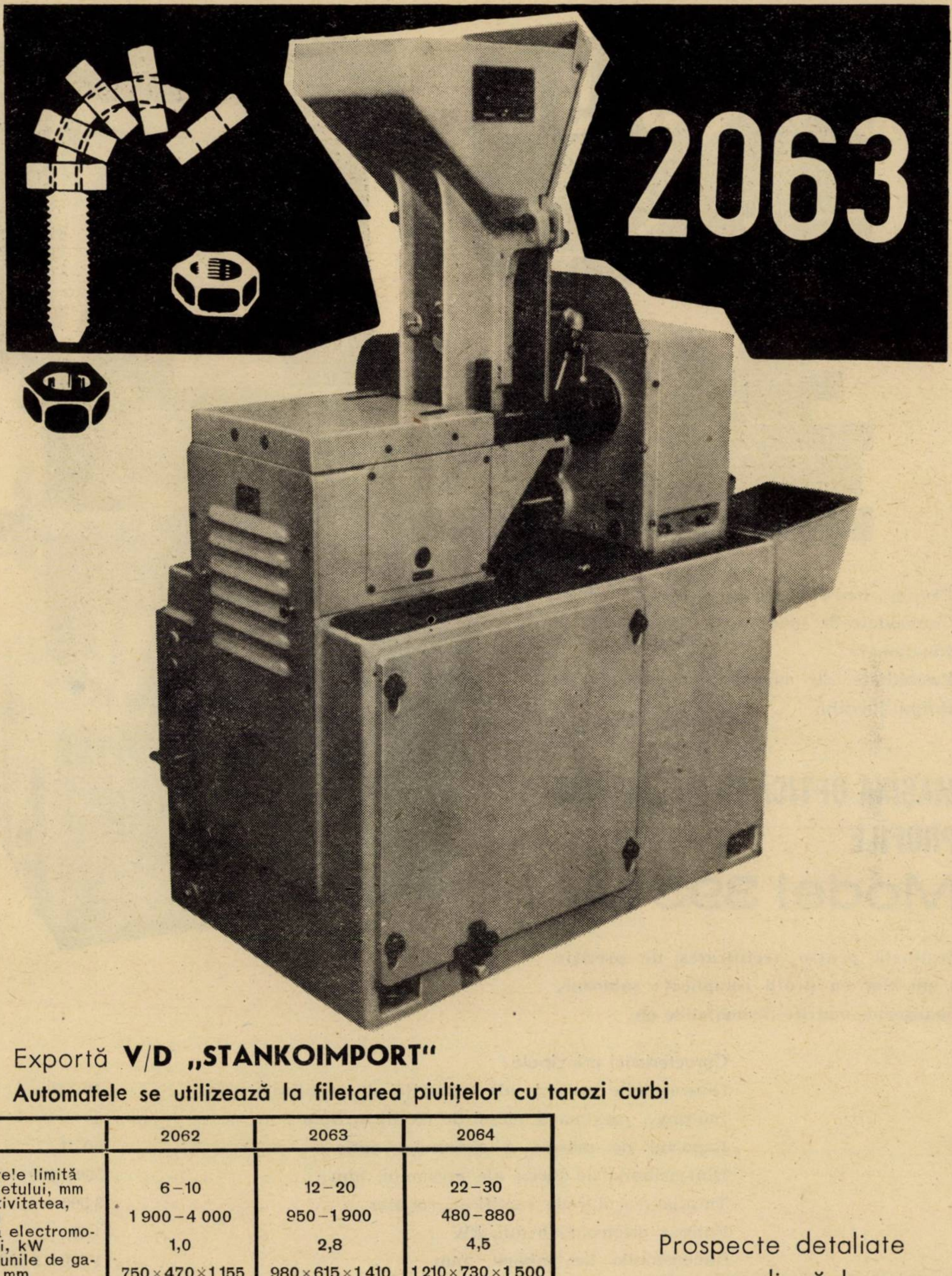
Diametrul roţilor dinţate prelucrate, 40 — 400 mm ▲ Grosimea roţilor prelucrate, pînă la 100 mm ▲ Modulul dinţilor roţilor prelucrate, pînă la 10 mm ▲ Turaţia discului, 4000 rot/min ▲ Greutatea maşinii, 700 kgf

Exportator: MACHINOEXPORT

str. Aksakov nr. 5 ● Sofia — R.P. Bulgaria ● Telefon 8.53.21; telex. 011—425
Telegrame: Machinoexport — Sofia

BULGARIA

Automate de filetat piuliţe model 2062, 2063, 2064



Exportă **V/D „STANKOIMPORT"**

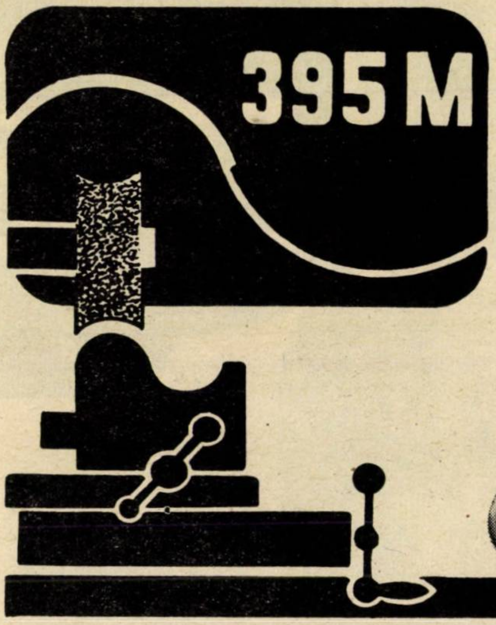
Automatele se utilizează la filetarea piuliţelor cu tarozi curbi

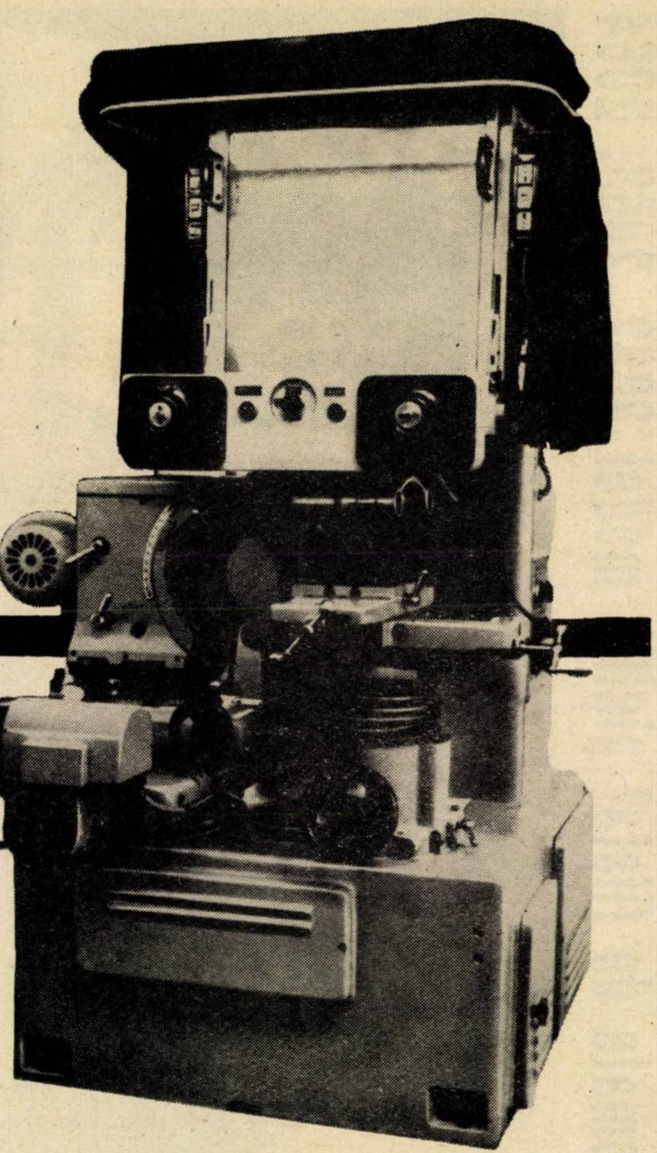
	2062	2063	2064
Diametrele limită ale filetului, mm	6–10	12–20	22–30
Productivitatea, buc./h	1 900–4 000	950–1 900	480–880
Puterea electromotorului, kW	1,0	2,8	4,5
Dimensiunile de gabarit, mm	750×470×1 155	980×615×1 410	1 210×730×1 500

Prospecte detaliate
se expediază la cerere

Stankoimport

„STANKOIMPORT",
Moscova, U. R. S. S.





Precizie înaltă și acuratețe de prelucrare
Comoditate de manipulare și securitate în funcționare
Posibilitate de supraveghere vizuală în timpul lucrului

MAȘINA OPTICĂ DE RECTIFICAT PROFILE

Model 395 M

destinată pentru rectificarea de precizie a pieselor cu profil complicat: șabloane, poansoane, matrițe demontabile etc.

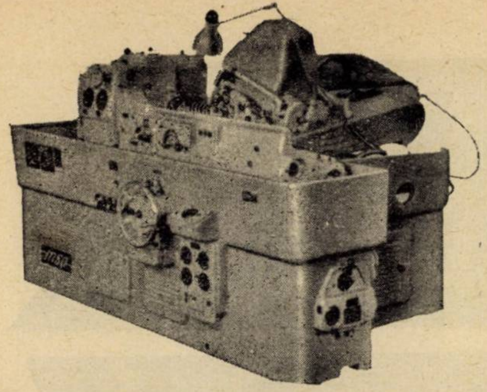
Caracteristici principale:

Dimensiunile maxime ale suprafeței de rectificare, mm	10×10
Înălțimea maximă a piesei de rectificat, mm	48
Raportul de mărire a sistemului optic	50 : 1
Dimensiunile de lucru ale ecranului, mm	500×500
Turația discului de rectificat, rot/min	3 500
Puterea electromotorului, kW	1,45
Dimensiunile de gabarit, mm	1 520×1 680×2 000
Greutatea, kgf	1 500

Catalogul detaliat se expediază la cerere

Exportator: V/O „STANKOIMPORT"
Smolenskaia-Sennaia 32/34
Moscova, G-200, U.R.S.S.

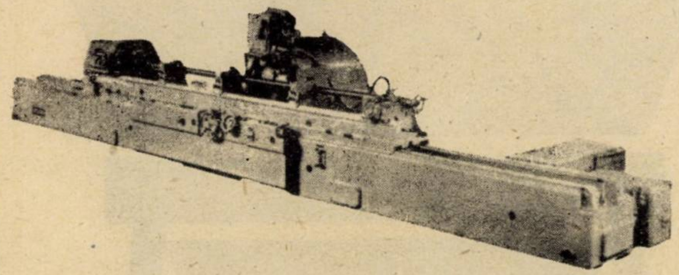
STANKOIMPORT



M. S. O. — Maşină de rectificat filet-Program

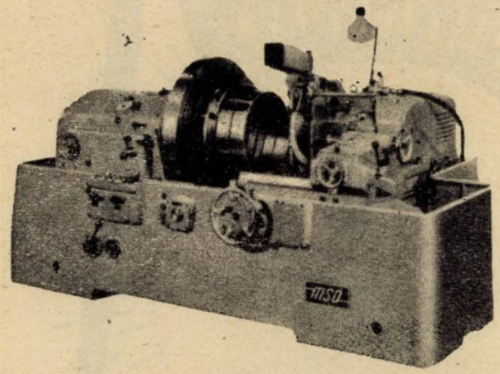
Model „GUS"

Maşină universală de rectificat filete de precizie sau profile pentru producţia de serie sau masă.
Distanţa dintre vîrfuri: 800 mm.
Lungimea de rectificare: 500 mm.



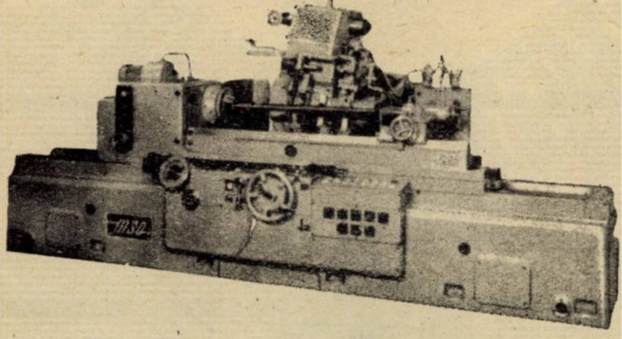
Model „GL"

Maşină de rectificat filete lungi, pentru axe principale şi de comandă.
Diametrul maxim de rectificare: 400 mm.
Lungimea de rectificat: 2000 — 4000 mm.
Distanţa dintre vîrfuri: 2000 — 4000 mm.



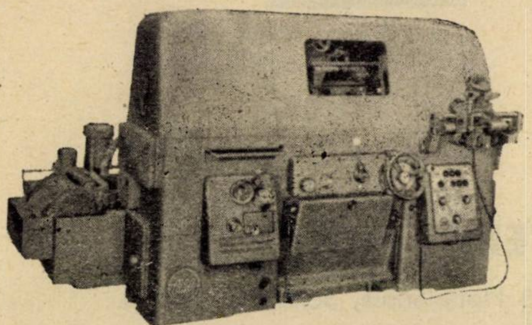
Model „FS 10"

Maşină specială de rectificat filete pentru piese cu diametrul mare.
Diametrul maxim de rectificare: 550 mm.
Lungimea maximă de rectificare: 300 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 500 mm.



Model „GS"

Maşină de rectificat pentru axe filetate şi melcuri de înaltă precizie.
Grosimea sau diametrul maxim al pieselor de rectificat: 475 mm.
Lungimea, respectiv lăţimea de rectificare maximă: 1200 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 1200 mm.



Model „GA-2"

Maşină automată pentru rectificat filete şi melcuri, de mare productivitate.
Diametrul maxim de rectificat: 250 mm.
Lungimea maximă de rectificat: 850 mm.
Distanţa maximă dintre vîrfuri: 1000 mm.

mso — werke OFFENBACH AM MAIN

SENEFELDERSTR. 162 REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ

Fiecare a patra sudură aluminotermică de joantă de cale din lume este realizată cu AMOTERM®

Tot mai mulți specialiști utilizează procedeul de sudare aluminotermică cu Amoterm, considerîndu-l un procedeu de prim ordin în ce privește economicitatea. În comparație cu celelalte metode cu aceleași caracteristici mecanice, permite ca pentru fiecare sudură să se economisească cîte $1^1/_2$ kgf de material de sudură Amoterm.

Procedeul de sudare aluminotermică cu Amoterm pentru joantele de cale este independent de sursa de energie, ușor de condus și constituie un procedeu de șantier excepțional.

A221

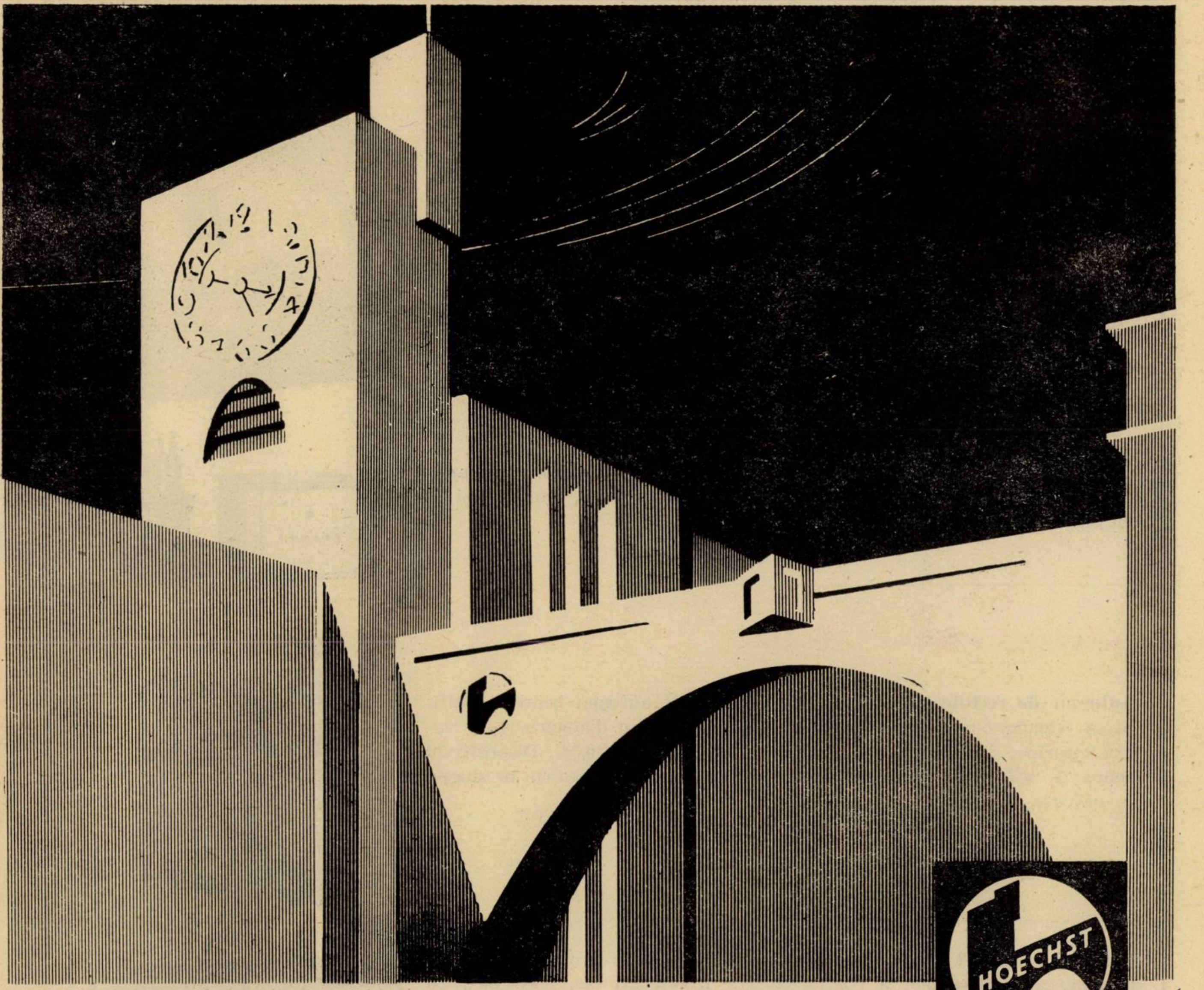
VEB CHEMISCHE WERKE BUNA

Betriebsabteilung Ammendorf 4011 Halle/Saale, Schachtstrasse, 11
Republica Democrată Germană

Turnul și podul— Emblema firmei HOECHST

Intreprinderea HOECHST AG este una dintre cele mai mari combinate chimice din lume. Numeroase descoperiri ale unor cercetători care erau în strînsă colaborare cu firma HOECHST au influențat în mod hotărîtor dezvoltarea chimiei.

La ora actuală, firma HOECHST are peste 73 000 de colaboratori. În afara unui număr de societăți afiliate în R. F. Germană și a unei serii de întreprinderi producătoare și unități de desfacere din străinătate, cele peste o sută de reprezentanțe din tot atîtea țări se ocupă nu numai de vînzarea produselor, ci și cu asistența clientelei în probleme științifice și tehnice. Silueta remarcabilă a turnului și a podului reprezintă expresia legăturii permanente a firmei HOECHST cu prietenii săi din lumea întreagă.



RO3—R

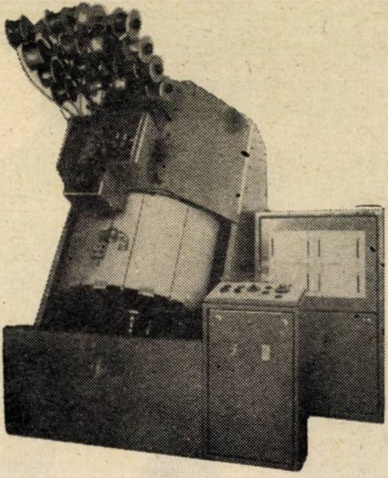
HOECHST

FARBWERKE HOECHST AG FRANKFURT/M: HOECHST
REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ

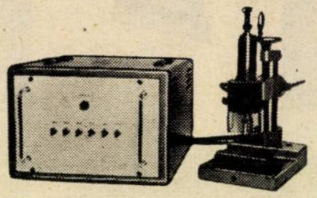
Elektromat

Simbolul calității pentru automatizare
în domeniul electronicii și electrotehnicii.
Utilajele noastre speciale sau automate reprezintă o sinteză optimă a unui real progres tehnic de o eficiență economică maximă.

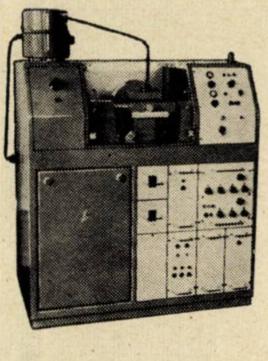
Aceste utilaje sînt prezentate în cadrul expoziției noastre speciale deschisă între 22.11 și 3.12.1966 în pavilionul A al expoziției din București :



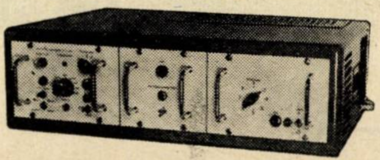
Automat KL 327 pentru fabricarea cablurilor.
Fabricarea prin comandă program a cablurilor din maximum 20 de fire de culori și dimensiuni diferite, avînd un diametru exterior de 0,5—1,5 mm, dintre care 5 fire de 2 x 1,0 mm diametru exterior răsucite pe cablu.



Ciocan electromagnetic. Dispozitiv universal de impact deplasabil, aplicabil la prese, mașini de ștanțat, refulat, îndoit, nituit, matrițat și la mașinile de sudat la rece.



Automat de rectificat F 355. Dispozitiv complet automat pentru rectificarea rezistențelor stratificate de 0,8 pînă la 6,0 mm diametru și cu valori cuprinse între 10 Ω și 10 MΩ. Toleranța finală ±0,3%. Dispozitivul poate fi utilizat în cadrul liniilor de fabricație sau pentru producția de unicate.



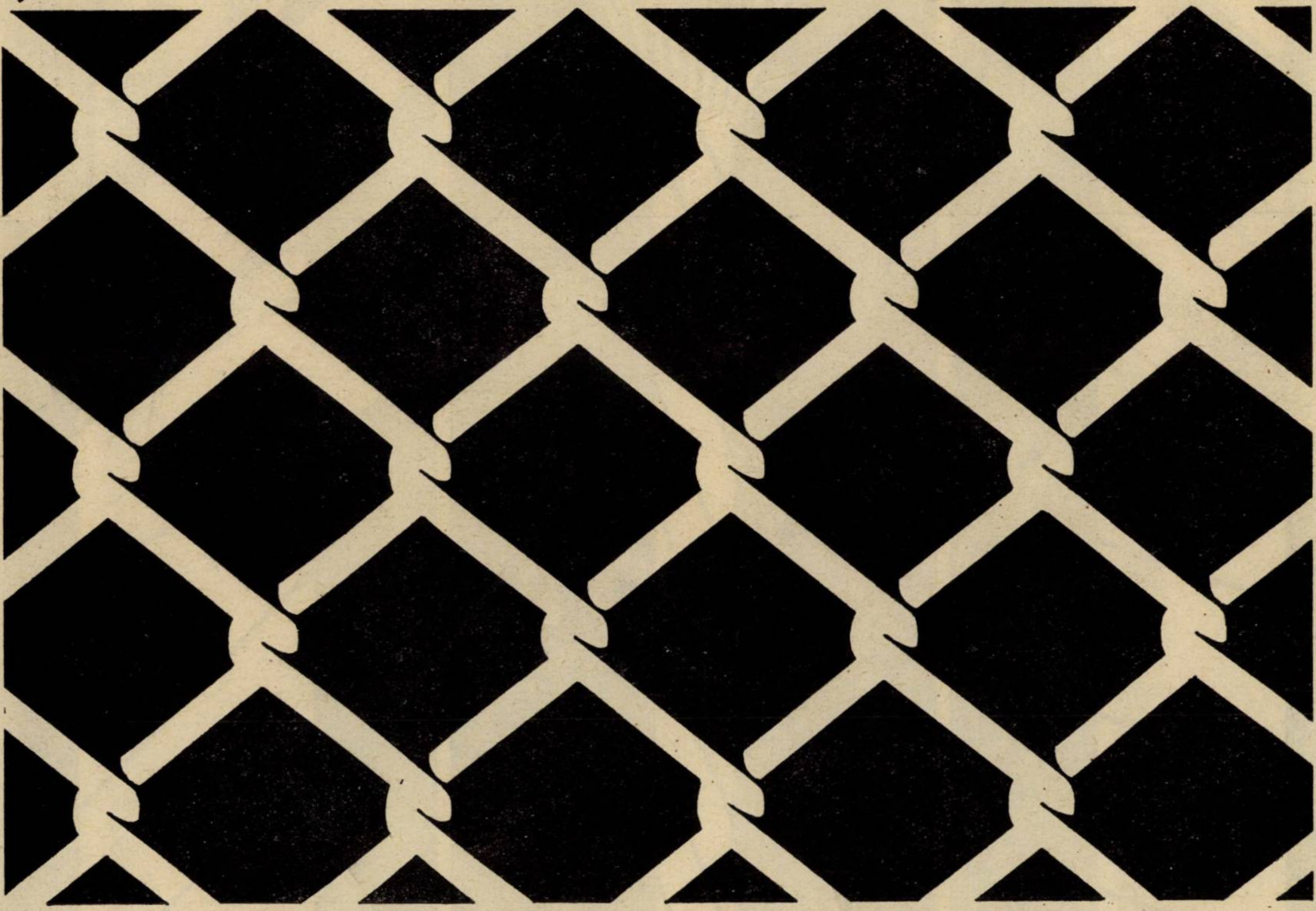
Defectoscop ELP-2 pentru conductoare izolate cu lac.
Încercarea fără contact a conductoarelor izolate cu lac, PVC etc., cu diametrul de 0,1 pînă la 2,5 mm.

Controlul calității se poate realiza simultan pentru 1—8 conductoare după normele DIN. Sînt semnalate cele mai mici defecte de izolație.

INVEST EXPORT
Deutscher Innen — und Aussenhandel
DDR — 108 Berlin, Taubenstrasse 7—9

Telefon : 22 04 71
Telegrame : DIAINVESTA
Telex: 011 2695 diaie dd

Prelucrarea economică și de înaltă calitate a sîrmei



Intreprinderile noastre au studiat problema unei prelucrări economice și totuși de înaltă calitate a sîrmei. Experiența noastră în acest domeniu este acumulată în decurs de cîteva decenii. Datorită unei munci de concepție precis orientată și a utilizării celor mai moderne cuceriri ale tehnicii și științei putem realiza instalații de o înaltă productivitate, corespunzătoare celor mai exigente cerințe.

Programul nostru de fabricație cuprinde utilaje de mare randament:

Mașină de țesut sîrmă cu o singură bătaie
Mașini de țesut sîrmă cu două bătăi
Mașini de țesut pînze metalice pînă la 10 m lățime
Mașini de laminat plase metalice
Mașini pentru împletit plase metalice cu o singură bătaie
Mașini pentru împletit plase metalice cu două bătăi
Mașini de țesut benzi de sîrmă
Mașini de tăiat sîrmă
Mașini automate pentru împletituri patrulatere din sîrmă
Instalații automate pentru sudat plase din sîrmă
Instalații automate pentru înfășurat colaci de sîrmă
Instalații automate cu înfășurare multiplă
Numeroase accesorii

Rezolvăm orice problemă în domeniul prelucrării sîrmei ◆ Detalii suplimentare în bogatul nostru material informativ

WMW

DRAWEBA

Producător:

VEB DRAWEBA NEUSTADT (ORLA)
DDR — 671 NEUSTADT (ORLA)

Exportator:

INVEST EXPORT

Deutscher Innen — und Aussenhandel
108 Berlin, Taubenstrasse 7—9
Telegrame: DIAINVESTA Telex: 011 2695
Republica Democrată Germană

Vizitați expoziția specială instalată în pavilionul A din cadrul expoziției din București, între 22.11. și 3.12.1966

O experienţă de peste 60 de ani în domeniul fabricaţiei cablurilor metalice reprezintă garanţia pentru realizarea sigură şi corespunzătoare a maşinilor şi liniilor noastre de cablare.

Sortimentul bogat al produselor noastre ne oferă posibilitatea de a face faţă în mod corespunzător cererilor de orice fel ale clienţilor noştri. Oferim în special maşini de cablat rapid pentru colaci cu diametrul între 100 şi 800 mm, cu dispozitiv de susţinere pentru 3 pînă la 42 colaci.

Specialiştii noştri oferă consultaţii în problemele respective.

ASG

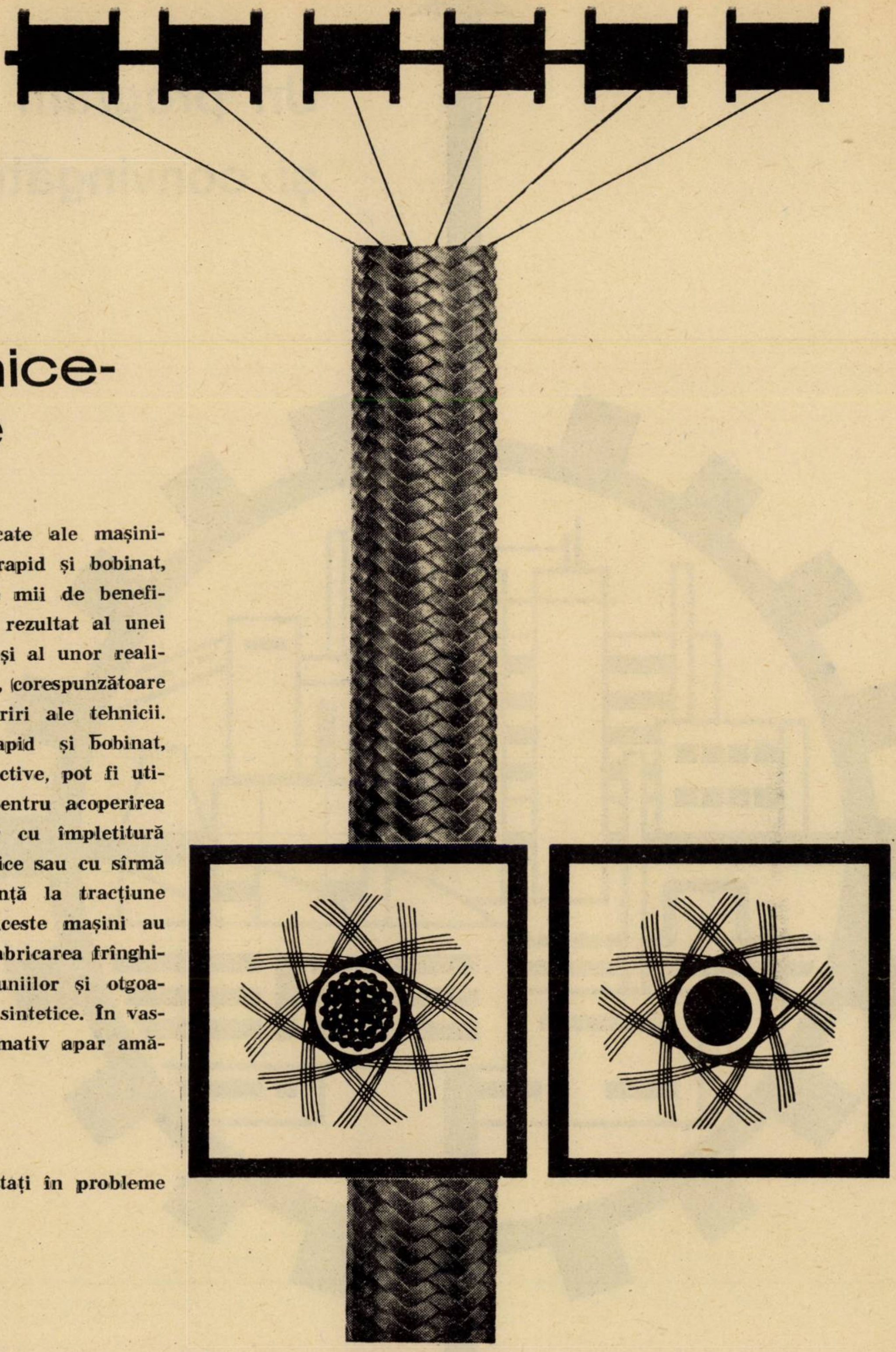
VEB SCHWERMASCHINENBAU ERNST THÄLMANN, DDR—3011 MAGDEBURG — BUCKAU

Vizitaţi standul special din cadrul pavilionului A al expoziţiei din Bucureşti, deschis de la 22.11 pînă la 3.12.1966.

INVEST EXPORT

Deutscher Innen — und Aussenhandel
DDR. 108 Berlin, Taubenstrasse 7—9
Telegrame: DIAINVESTA Telex: 011 2695
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Sigure-Economice-Durabile



Trei caracteristici verificate ale mașinilor noastre de împletit rapid și bobinat, deosebit de apreciate de mii de beneficiari din întreaga lume, rezultat al unei experiențe de 50 de ani și al unor realizări încununate de succes, corespunzătoare celor mai moderne cuceriri ale tehnicii. Mașinile de împletit rapid și bobinat, de diferite tipuri constructive, pot fi utilizate în mod rațional pentru acoperirea cablurilor și conductelor cu împletitură din fibre textile și sintetice sau cu sîrmă de oțel avînd o rezistență la tracțiune pînă la 280 kgf/mm². Aceste mașini au dat bune rezultate și la fabricarea frînghiilor, la confecționarea funiilor și otgoanelor din fibre textile și sintetice. În vastul nostru material informativ apar amănunte suplimentare.

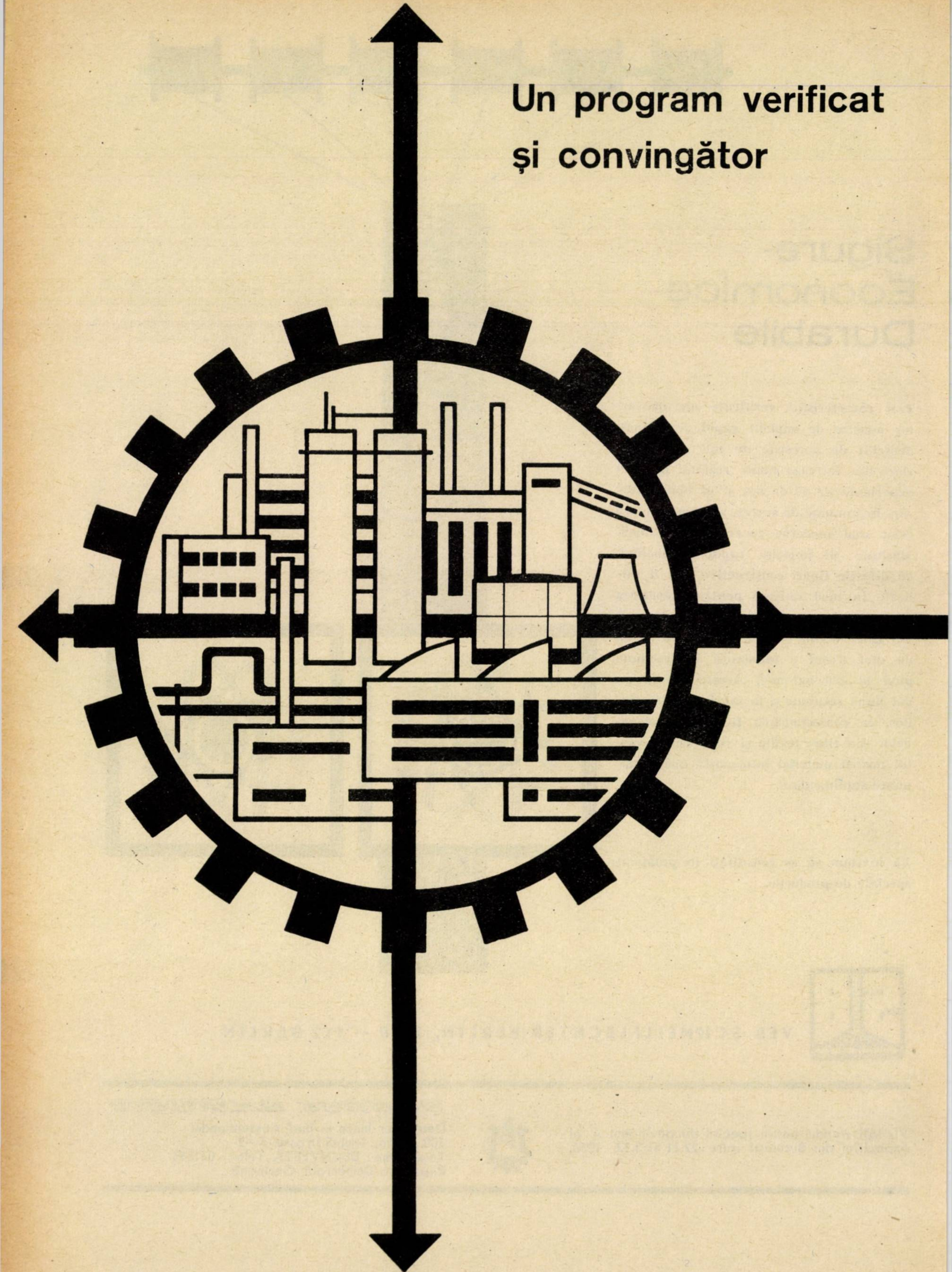
Vă invităm să ne consultați în probleme speciale de producție.

VEB SCHNELLFLECHTER BERLIN, DDR — 112 BERLIN

Vizitați standul nostru special din pavilionul A al expoziției din București între 22.11 și 3.12. 1966.

INVEST EXPORT
Deutscher Innen — und Aussenhandel
108 Berlin, Taubenstrasse 7—9
Telegrame: DIAINVESTA Telex: 011358
Republica Democrată Germană

Un program verificat şi convingător



Avantajele multiple de un folos real ale instalațiilor și utilajelor complete trezesc un interes crescînd pe piața mondială. Planificăm, proiectăm, livrăm și montăm instalații industriale moderne și exportăm mașini și utilaje pentru industria metalurgică, pentru prepararea minereurilor, turnătorii, pentru industria sîrmei și, în general, pentru toate ramurile construcției de mașini.

Pentru a oferi tuturor celor interesați informații complete asupra programului nostru de export am organizat în

Capitala României un stand special deschis între 22.11 și 3.12. 1966, în pavilionul A din cadrul expoziției din București

Programul nostru de prezentare cuprinde următoarele mașini: automat cu comandă program pentru fabricarea cablurilor — dispozitiv automat pentru rectificarea rezistențelor stratificate — defectoscop fără contact pentru conductoare izolate cu lac — ciocan electromagnetic universal — angrenaj cu trepte pentru ambarcațiuni din aliaj ușor — concasor pentru probe de laborator — filtru magnetic pentru îndepărtarea impurităților feromagnetice — mașini de țesut sîrmă cu două bătăi.

Dintre instalațiile de mari proporții prezentăm sub formă de machete: mașini de îndreptat tablă la rece — mașini de tras țevi de oțel — instalația de cablare a unei fabrici de cabluri din sîrmă — instalații de împletit sîrmă — laminor pentru sîrmă — mașină de cablare rapidă — linie tehnologică pentru fabricarea cablului de înalta tensiune izolat cu material plastic — linie tehnologică pentru ulei comestibil — prese de înaltă productivitate pentru ulei comestibil — instalații de concasare și sortare — concasor de impact și concasoare basculante — mașini de debavurare — instalații automate pentru prepararea nisipurilor de formare — instalații automate de formare cu placă inversoare.

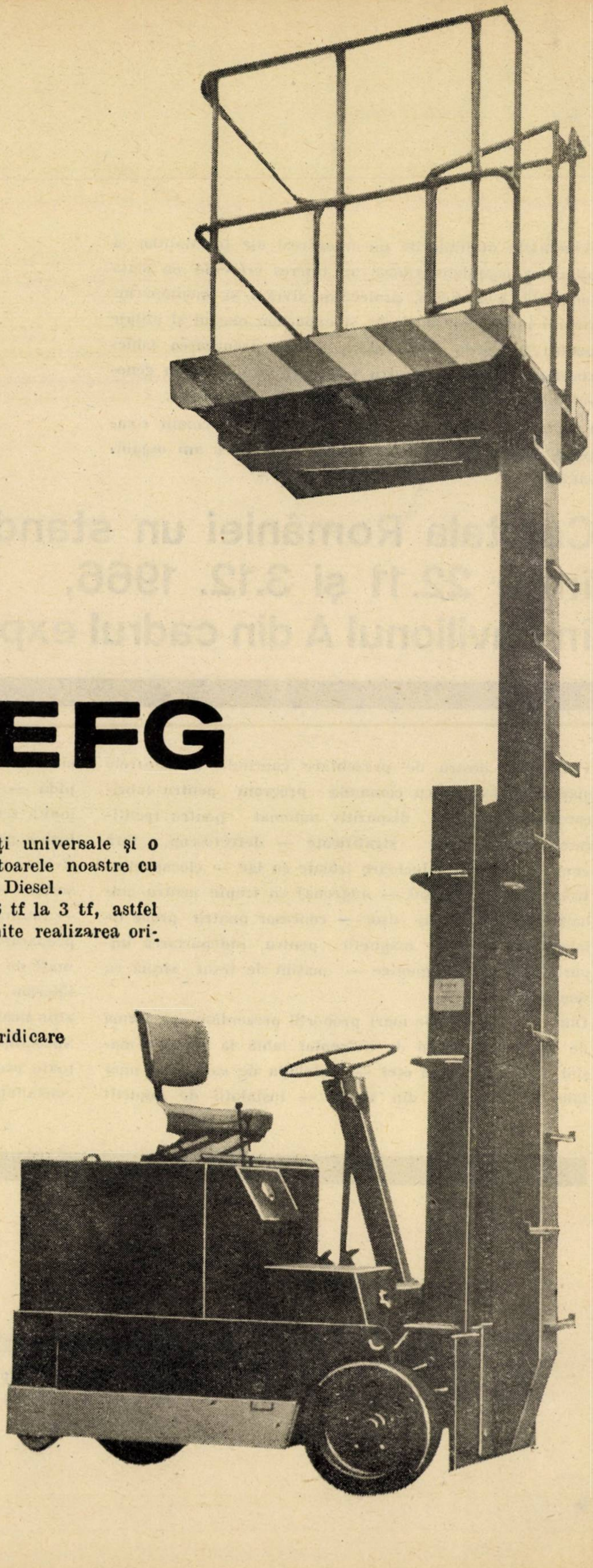
Sperăm că vom avea plăcerea să vă salutăm la expoziția noastră și ne bucurăm de vizita dv.

Specialiști calificați stau oricînd la dispoziția dv. în toate problemele tehnice și comerciale, precum și pentru consultații în problemele speciale de producție.

INVEST EXPORT

DEUTSCHER INNEN — UND AUSSENHANDEL
DDR — 108 Berlin Taubenstrasse 7—9
Telegrame: DIAINVESTA Telex: 0112695 diaie dd

1001 EFG



Un larg domeniu de utilizare, posibilități universale și o mare forță de ridicare prezintă stivuitoarele noastre cu furcă, prevăzute cu motor electric sau Diesel.
Capacitatea de ridicare variază de la 0,6 tf la 3 tf, astfel încît ridicătorul cu furcă normal permite realizarea oricărei operații obișnuite.

Electrostivuitorul cu furcă EFG 1001:
— vehicul pe trei roți cu instalație de ridicare hidraulică
— baterie electrică pentru deplasare
— bandaje pline din cauciuc
— forță de tracțiune 1 000 kgf
— înălțimea de ridicare 3 200 mm.

Deutscher Innen — und Aussenhandel
MASCHINEN•EXPORT
108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană
Informații: Reprezentanța Comercială
pe lingă
Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14, București,
telefon: 11.39.97

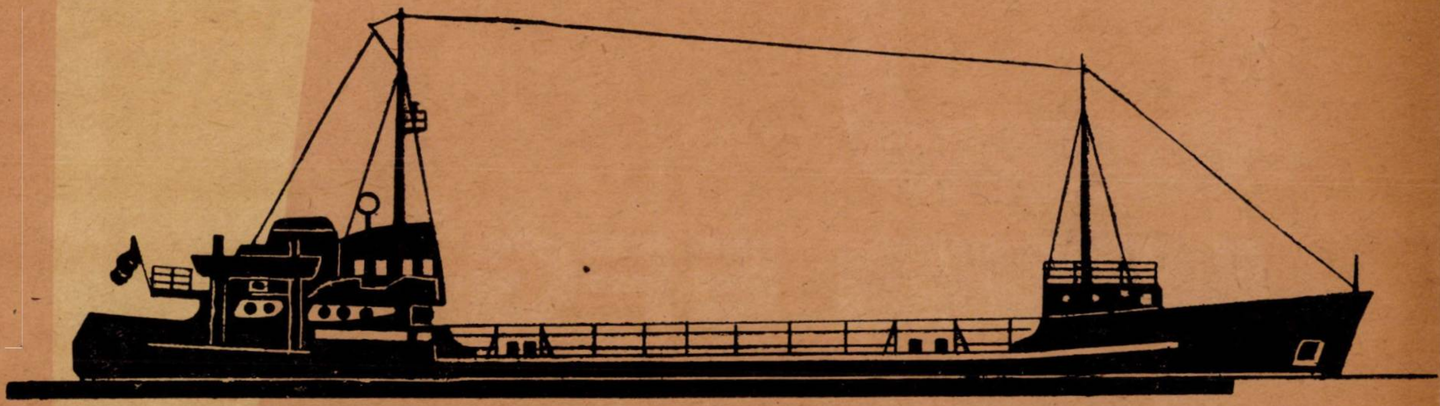
MIEM

UZINA MECANICA
TURNU SEVERIN

NAVAG

CONSTRUIEŞTE ŞI LIVREAZA ÎN

ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE:



şaland 500 m^3

Şalande maritime autopropulsate, destinate transportării materialului dragat în canalele maritime şi porturi

Lungimea maximă = 55,80 m
Lăţimea maximă = 10,40 m
Înălţimea = 4,30 m
Pescajul maxim = 3,60 m
Puterea motoarelor = 2 × 300 CP

Str. Portului nr. 2, telefon: 270 — 440 — 618
Cont virament 026001

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

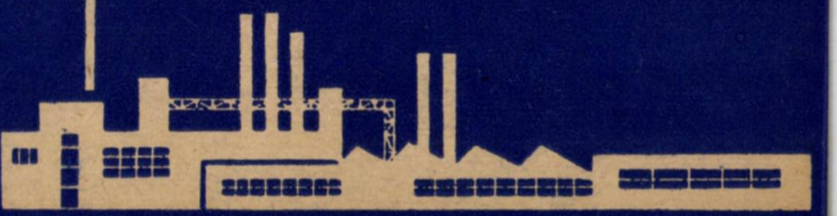
UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43



E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

R

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 11 • NOIEMBRIE 1966

Şantierul Naval

BRĂILA

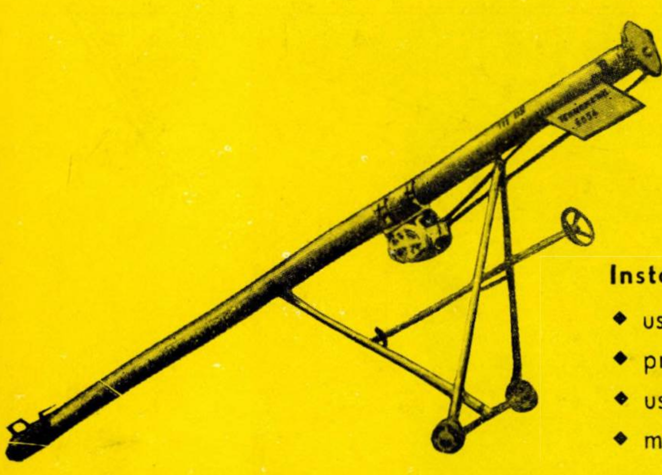
construieşte:

Remorchere de 1200 CP
Şalupe remorcher de 150 CP
Drăgi refulante de 500 m^3/h
Şlepuri de 1000 şi 1700 t
Ceamuri de 240 t

E 3279

UZINA
TEHNOMETAL
TIMIŞOARA

Str. Gloriei, nr. 11, telefon 137-06

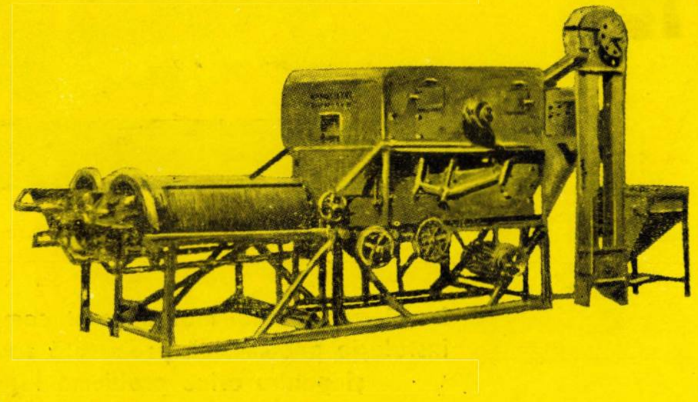


Instalații complete pentru:

- uscat și calibrat porumb
- pregătit furaje combinate
- uscat furaje verzi
- mecanizarea creșterii păsărilor

Mașini pentru uscat, curățat și sortat boabe

- Vînturători mecanice
- Selectoare de cereale
- Uscătoare de cereale
- Mașini pentru tratat semințe



Utilaje de transport în agricultură

- Transportoare elevator
- Transportoare melc
  - stabile
  - mobile
- Cabluri de kilometraj (diferite), țesături și împletituri metalice, table perforate, lanțuri, profile perforate pentru rafturi etc.

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

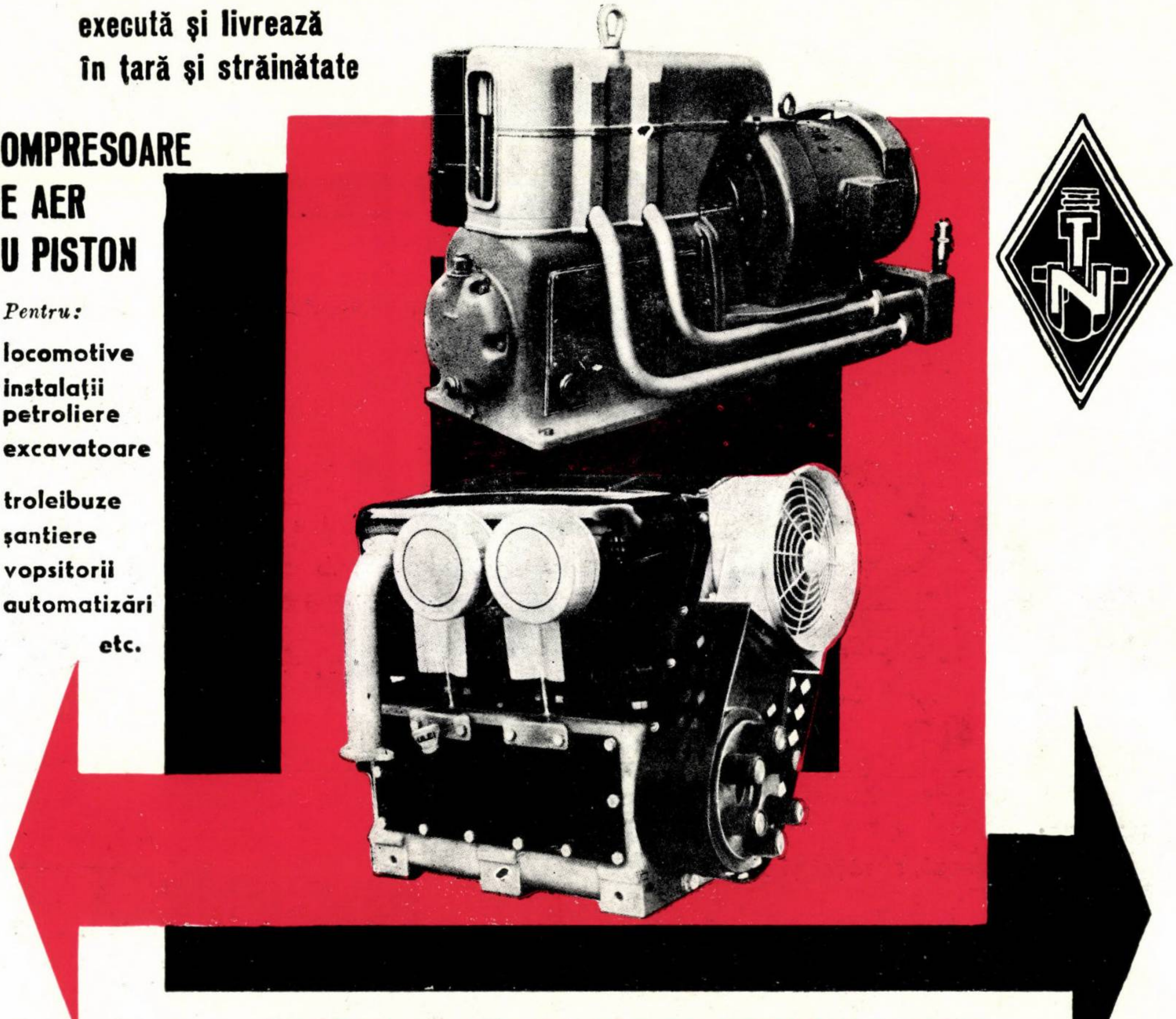
execută şi livrează
în ţară şi străinătate

COMPRESOARE DE AER CU PISTON

Pentru:

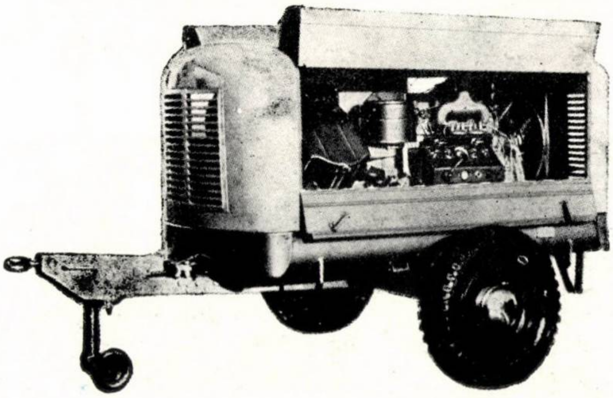
- locomotive
- instalaţii petroliere
- excavatoare
- troleibuze
- şantiere
- vopsitorii
- automatizări

etc.



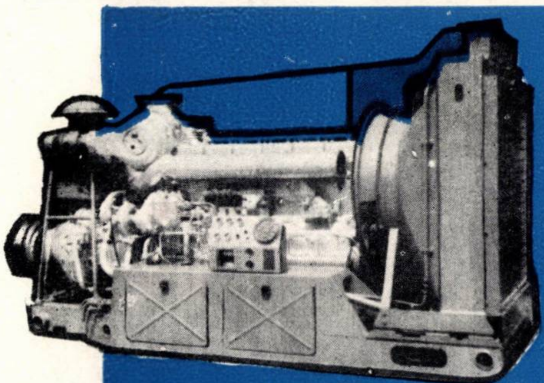
BUCUREŞTI

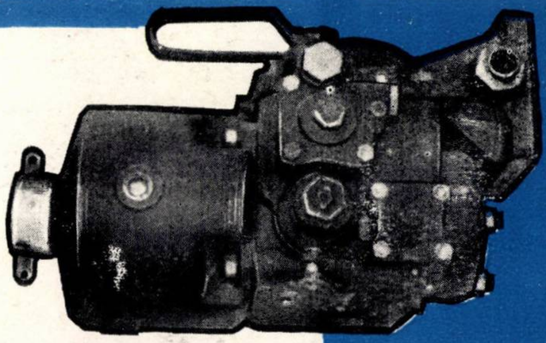
La alegerea celui mai adecvat compresor pentru orice tip de instalaţie pneumatică proiectată sau exploatată de dv, precum şi pentru orice problemă legată de compresoare

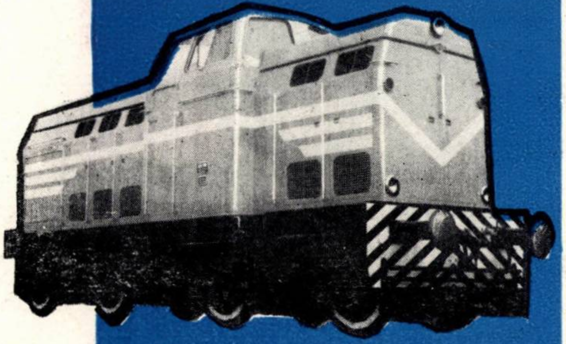


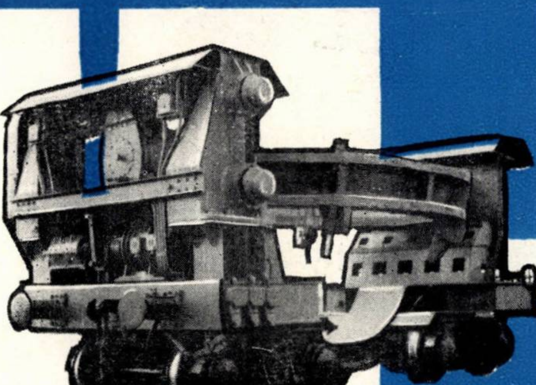
CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI TIMPURI NOI

uzina
23 AUGUST







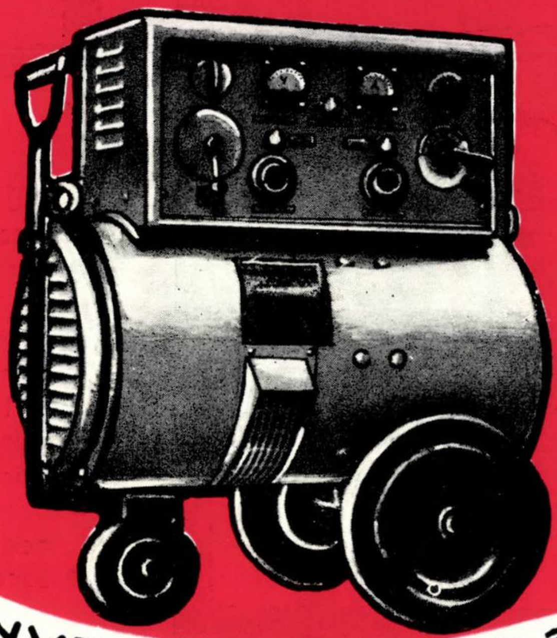


- **Motoare Diesel** de 350 CP (M 583 S) şi 700 CP (M 581 S)
- **Prese hidraulice** cu 6 şi 15 etaje
- **Mori de ciment** de Ø 3 × 14 m pentru măcinarea fină a pastei şi cimentului
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul umed, de Ø 4 × 3,6 × 4 × × 150 m, Ø 3,6 × 150 m şi Ø 3 × 100 m
- **Cuptoare pentru fabricarea clincherului** prin procedeul uscat, Ø 4 × 64 m
- **Locomotive Diesel mecanice** de 120 CP, ecartament normal 1 435 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 350 CP, ecartament 760 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 700 CP, ecartament 1 435 mm
- **Echipamente de frînă** pentru locomotive şi vagoane
- **Vagoane siderurgice** de 11 şi 16 m³ pentru transportul zgurei fluide

UZINA DE MAȘINI ELECTRICE BUCUREȘTI

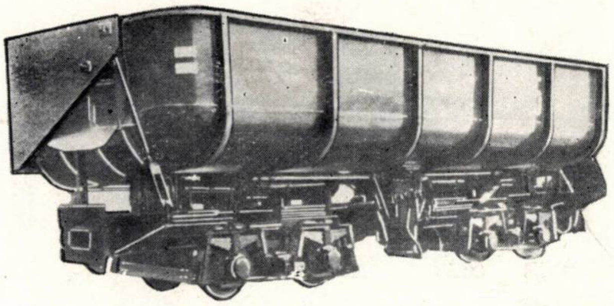
UMEB

Un convertizor de sudură
cu performanțe deosebite

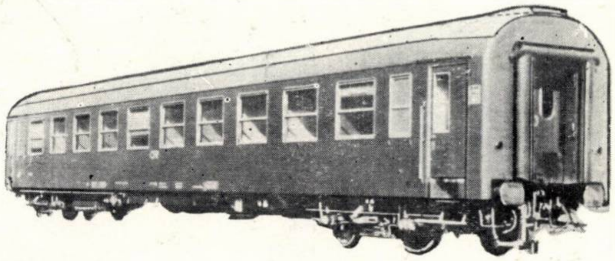


CONVERTIZORUL C.S. 350A

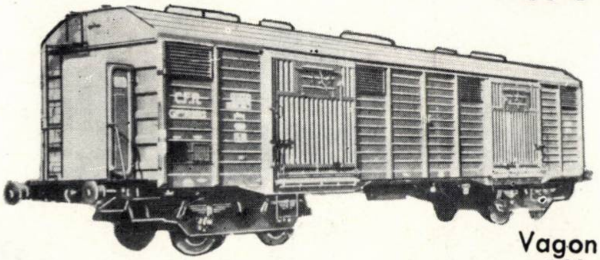
- Amorsează rapid și sigur arcul electric.
- Asigură stabilitatea arcului într-un domeniu larg de reglaj.
- Face posibilă utilizarea oricărui tip de electrod.
- Asigură controlul precis al curentului de sudură.
- Permite comanda de la distanță a curentului de sudură.
- Permite conectarea la diferitele tipuri de tensiuni de alimentare : 220 V, 380 V, 440 V, 500 V.
- Execuție robustă și mare mobilitate



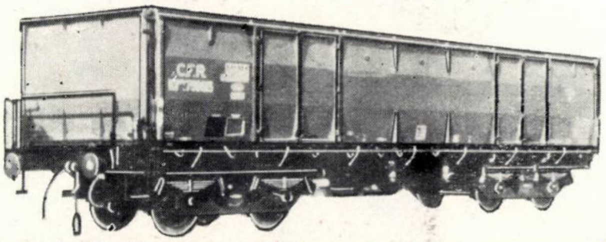
Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate



Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă



Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă



Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

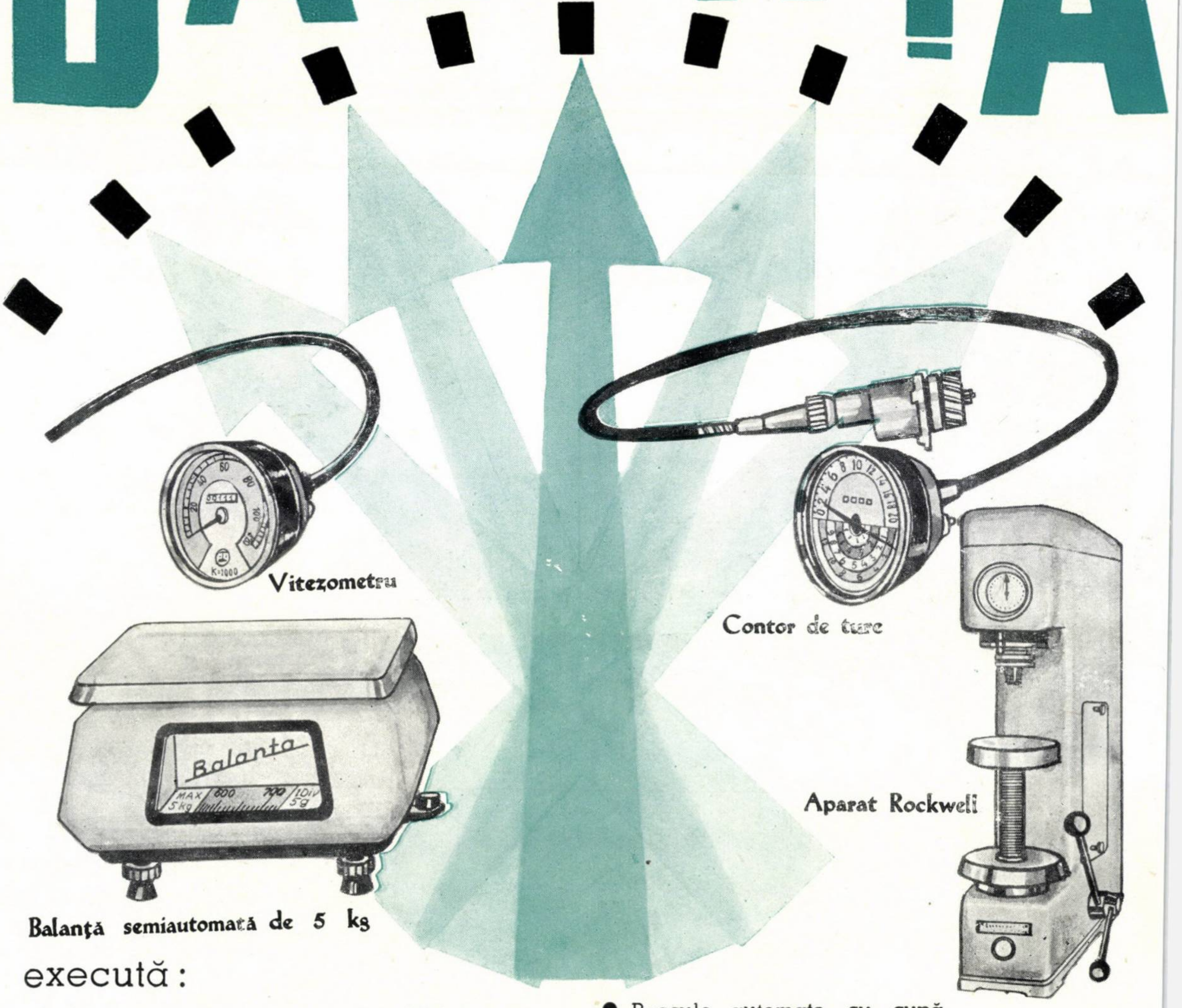
UZINELE DE VAGOANE

execută:

VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ŞI SPECIALE

arad

UZINA BALANȚA SIBIU



Vitezometru

Contor de ture

Aparat Rockwell

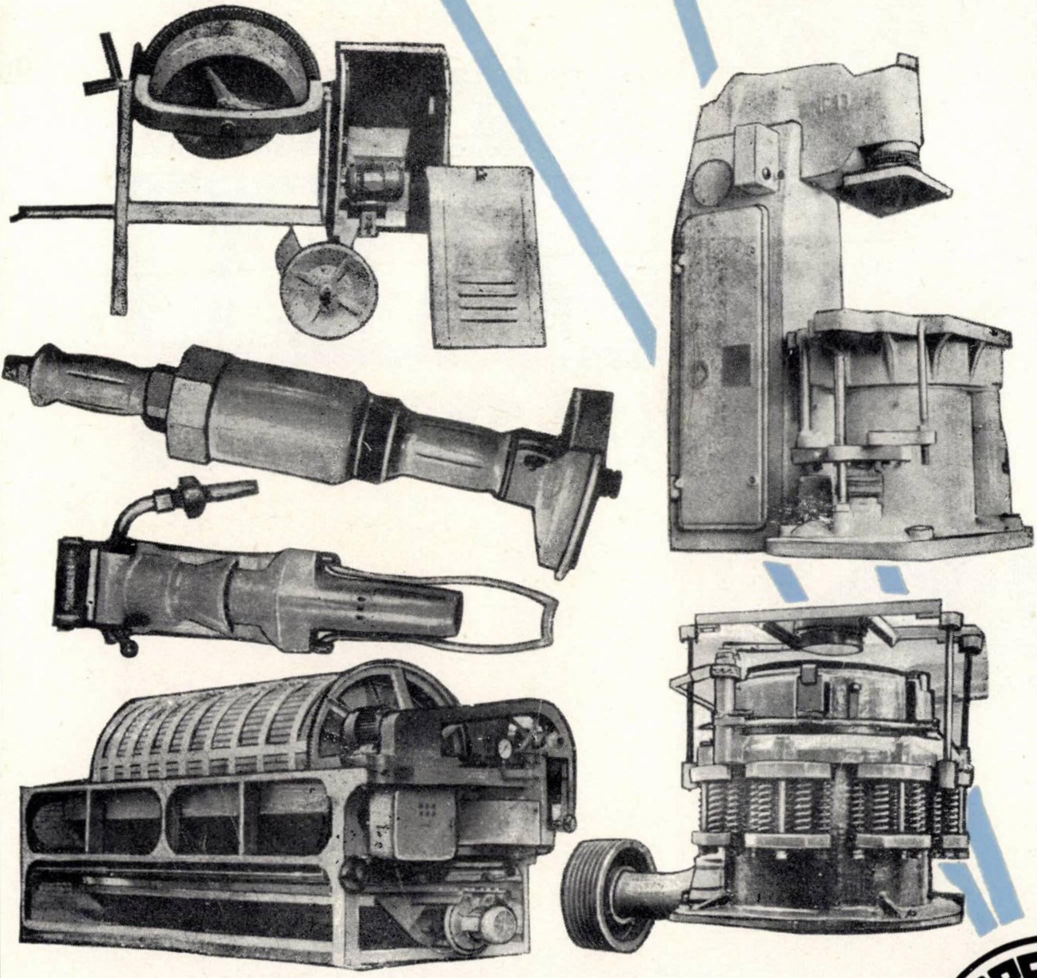
Balanță semiautomată de 5 kg

execută:

- Balanțe semiautomate de 1 și 20 kg
- Balanțe semiautomate de 5 kg, cu proiecție
- Balanțe tehnice cl. II de 1 și 5 kg
- Balanțe etalon de 2 și 20 kg
- Balanțe compuse de 5, 10 și 20 kg
- Balanțe romane de uz casnic de 5 și 10 kg
- Bascule semiautomate de 50 kg, cu proiecție
- Bascule automate cu cupă basculantă pentru cereale de 5, 20, 100, 200, 300 și 700 kg
- Bascule romane de 500, 1 000 și 2 000 kg
- Bascule pod pentru vehicule rutiere de 10, 15 și 20 t
- Basculă pod pentru vagonete și căi ferate
- Aparate Brinell și Rockwell
- Vitezometre pentru autovehicule
- Contoare de ore

Str. Gușteriței 21-23 telefon 6200

UZINA INDEPENDENŢA SIBIU



EXECUTĂ • PRODUSE PENTRU:

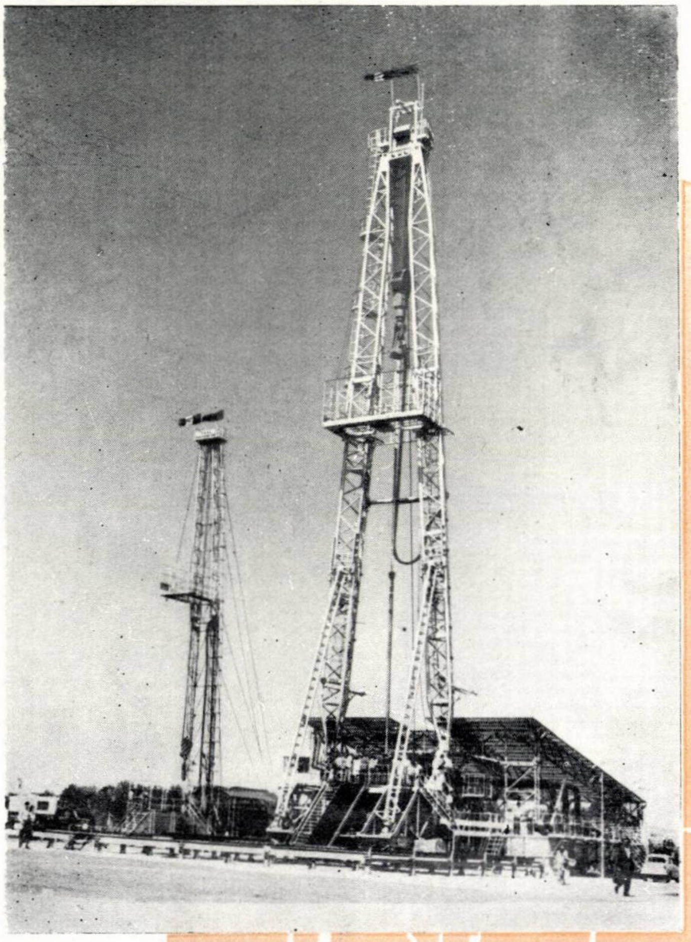
INDUSTRIA SIDERURGICĂ: Cubilouri, cuptoare, maşini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, maşini automate de format, maşini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanţuri cu role şi zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuţite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare şi granulatoare giratorice, suflante, pompe vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, maşini de frămîntat aluat, omogenizatoare şi dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr şi ulei.

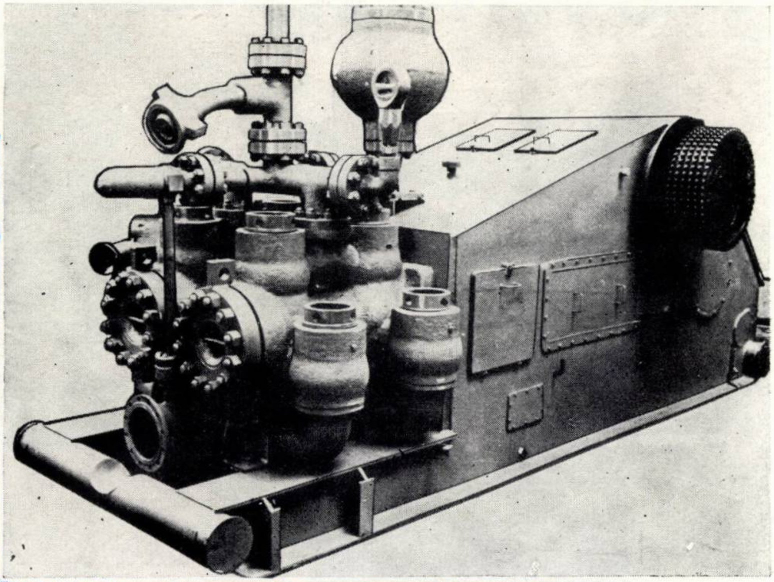
INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR: Betoniere, maşini de înşurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricţiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.



UZINA
1 MAI
PLOIEŞTI

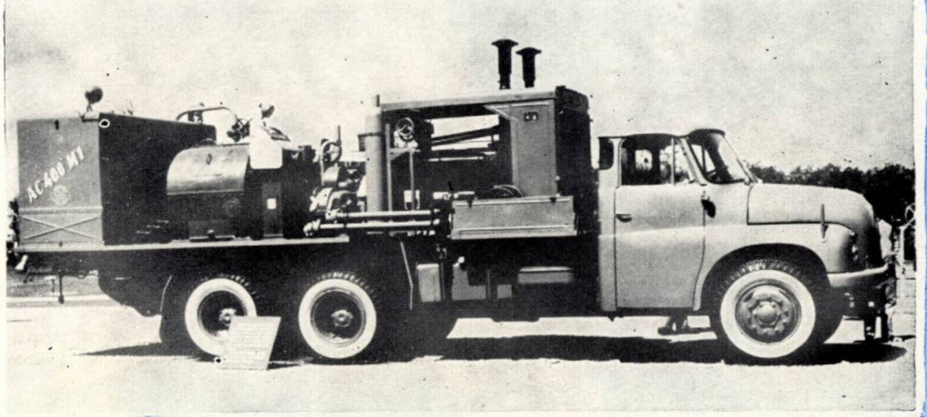
Uzina „1 Mai" Ploieşti execută şi livrează pe piaţa internă şi la export:

- — Instalaţii de foraj pentru 1 200 m adîncime şi punere în producţie transportabile tip T—50 B
- — Instalaţii de foraj de medie adîncime
  - tip 2 DH—75 A pentru 2 200 m adîncime
  - tip 4 LD—150 D pentru 3 200 m adîncime
- — Instalaţii de foraj de mare adîncime
  - tip 3 DH—200 A pentru 5 000 m adîncime
  - tip 4 DH—315 pentru 7 000 m adîncime
- — Instalaţii de foraj cu acţionare electrică în curent continuu
  - tip E—75 pentru 2 200 m adîncime
- — Pompe cu transmisie pentru noroi duplex sau triplex de 465, 800 şi 1 250 CP
  - tip 3 PN—465 M
  - tip 2 PN—800 B
  - tip 2 PN—1 250
- — Grupuri motopompă acţionate cu motoare diesel echipate cu pompe de 465 şi 1 250 CP
- — Agregate de cimentare şi fisurare hidraulică de 400 kgf/cm^2
  - tip AC—4 400 M1
- — Instalaţii complete de prevenire a erupţiilor acţionate mecanic şi hidraulic
  - de la 8 la 16 inci şi presiuni nominale
  - de la 140 la 700kgf/cm^2
- — Sape cu trei conuri pentru foraj
- — Carotiere mecanice pentru foraj
- — Turbine de foraj simple si sectionale



Agregat de cimentare şi fisurare hidraulică tip AC — 400 M1. Acest utilaj este destinat cimentării sondelor de ţiţei şi gaze, precum şi pentru operaţii de fisurare hidraulică şi alte procedee de mărire a afluxului de ţiţei la sondele în exploatare

Tot ansamblul este montat pe un autocamion TATRA 138 de 12 t capacitate ; acţionarea pompei cu trei plunjere de 400 kgf/cm² se face de un grup motor diesel de 350 CP prin intermediul unei cutii de viteze. Toate comenzile sînt centralizate la pupitrul de comandă al operatorului



Pompa cu transmisie pentru noroi duplex de 1 250 CP tip 2 PN — 1 250. Destinată echipării instalaţiilor de foraj pentru mare adîncime, prin performanţele sale înalte asigură condiţiile unui foraj modern

Caracteristici tehnice principale :

— puterea nominală la axul de intrare în pompă 1 250 CP
— presiunea maximă 300 kgf/cm²
— debitul maxim la 160 kgf/cm² — 50 l/s

UZINA DE CONSTRUCŢII DE MAŞINI 1 MAI STR. DEMOCRAŢIEI 121 PLOIEŞTI

telefon: 10300 telex: 07

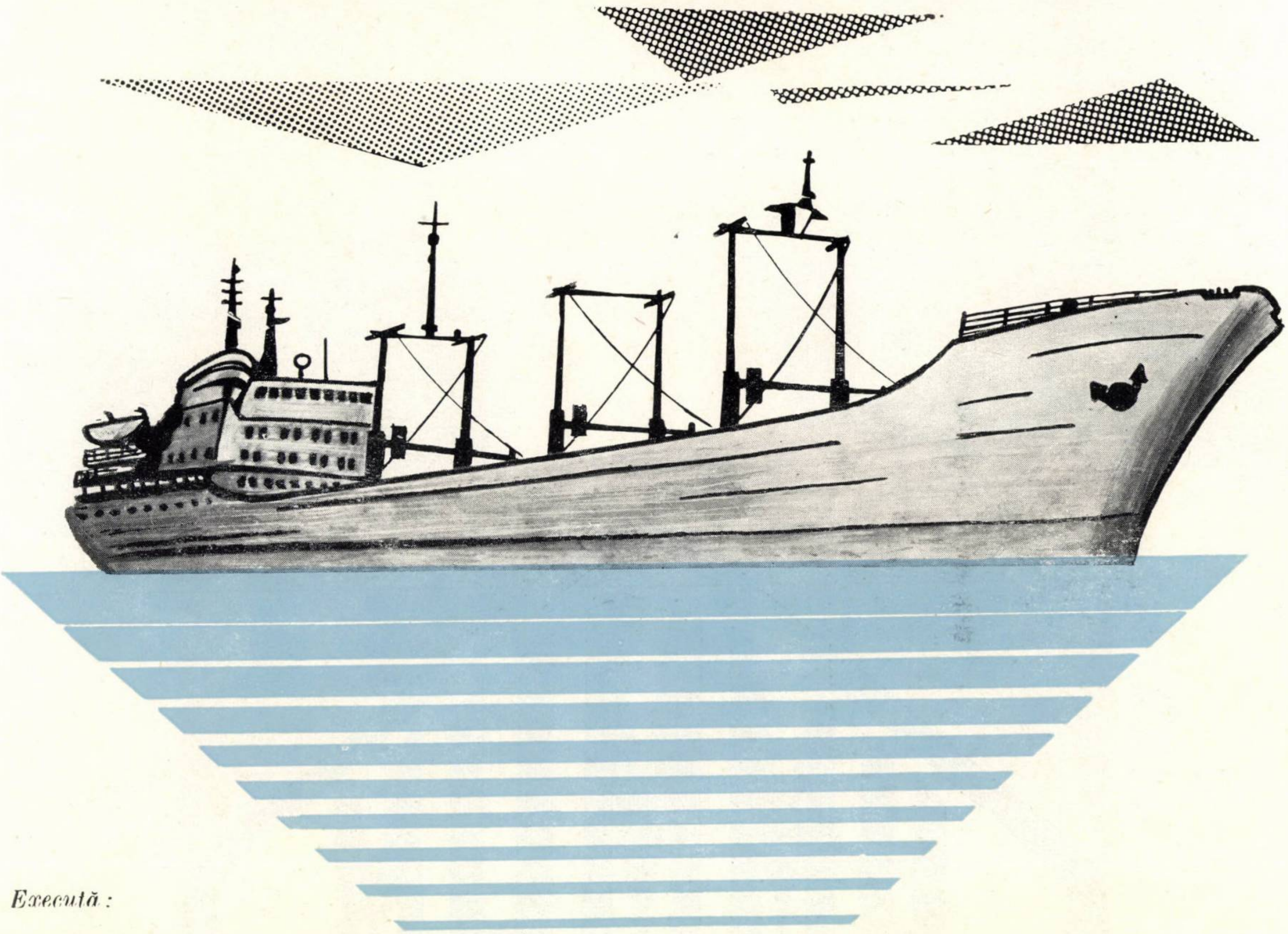
Fabrica de articole de tablă
CODLEA

produce:

- Butoaie metalice din tablă zincată și tablă neagră de 200 l capacitate, cu cercuri de rostogolire
- Butoaie metalice din tablă zincată — construcție ușoară
- Canistre de benzină din tablă T.D.A., de 20 l capacitate
- Filtre de aer pentru autocamioane, tractoare, autobuze și autoutilitare
- Filtre de aer pentru motoare Diesel de 350 și 700 CP
- Bușoane pentru radiatoare și bușoane pentru rezervoare de benzină
- Filtre brute pentru combustibil
- Rezervoare de benzină pentru autoutilitare

Șantierul naval

GALAȚI



Execută :

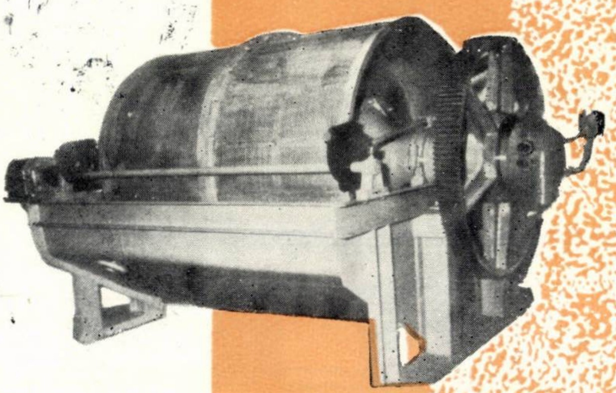
CARGOURI de 3250/4500 tdw pentru mărfuri generale (shelterdeck open/closed) şi de 3500 – 3800 tdw de transportat cherestea (fall scantling – cu o pantă) cu toate dotările necesare exploatării în porturi şi navigaţiei şi

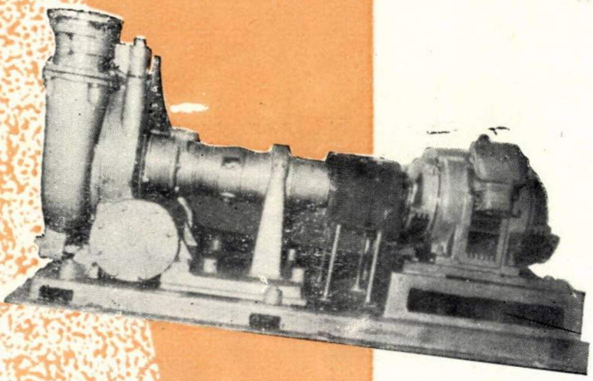
MINERALIERE de 12500 tdw cu instalaţii electrohidraulice pentru încărcare – descărcare şi închiderea gurilor de magazii

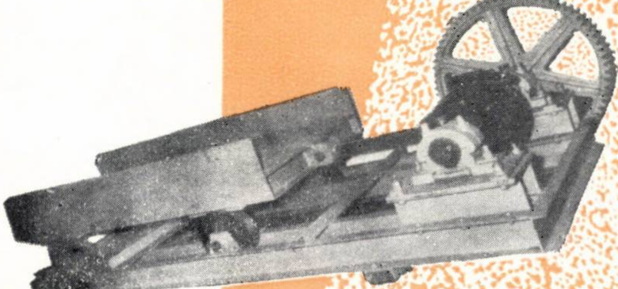
SNG construieşte nave pentru transportul mărfurilor uscate de la 3000 la 20000 tdw, complet sudate, cu instalaţii şi amenajări moderne pentru echipaj, din materiale de calitate superioară

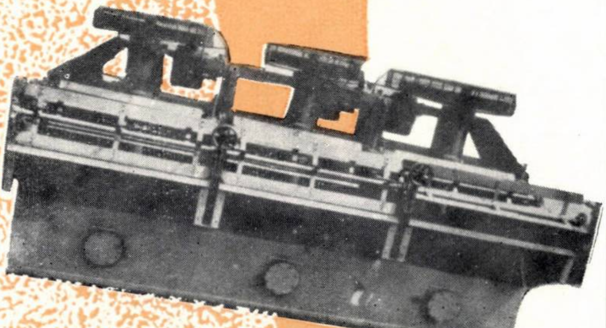
S.N.G.

Galaţi – str. Păcii nr. 2 – tel. centrală 8020; serv. aprovizionării 5537.
Cont BNRSR – Galaţi 026 006









UMMUM

BAIA MARE

produce:

CELULE DE FLOTARE ● AGITATOARE ● ÎNGROŞĂTOARE ● POMPE DE TULBUREALĂ ŞI ANTIACIDE DE MINĂ ● FILTRE DE VID ● CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ ● COLIVII DE EXTRACŢIE ● ALIMENTATOARE DIFERITE ● CIURURI VIBRATOARE ● VAGONETE DE FUNICULAR ETC.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XVIII, NOIEMBRIE 1966, Nr. 11

CUPRINS

Budu, T., Ciobotaru, I., Abăităncei, D., Nagy, T., Sălăgean, C. şi Frîncu, T. : **Comportarea motorului D—103 supraalimentat.** 633

Crişan, S. şi Ivan, M. : **Găurirea, strunjirea şi debavurarea electrolitică, metode moderne de prelucrare a metalelor.** 641

Nichici, Al. : **Contribuţii la determinarea regimurilor optime de prelucrare cu scîntei electrice în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate.** 645

Vasiliu, Ch. şi Neguţ, L. : **Probleme de echilibru în plan vertical la plugul balansier de desfundat.** 650

Sonea, P. şi Sonea, I. : **Cercetări privind influenţa curenţilor de frecvenţă ridicată asupra arcului electric de sudare.** 655

Vasile, I. : **Sudarea prin puncte topite sub flux în fabricaţia de maşini agricole.** 660

Ionescu, E. şi Ivăneanu, C. : **Un nou criteriu de apreciere a economicităţii autovehiculelor echipate cu motoare cu carburator.** 664

Barbul, V. şi Müller, Z. : **Criterii pentru alegerea dimensiunii şi formei optime a containerelor şi a paletelor-lăzi utilizabile în industria construcţiilor de maşini** 666

DOCUMENTARE 672

RECENZII 679

CRONICĂ 681

REVISTA REVISTELOR 683

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

SUMAR

CZ 621.436 :629,114.2

Budu, T., Ciobotaru, I., Abăităncei, D., Nagy, T., Sălăgean, C., şi *Frîncu, T.* : **Comportarea motorului D—103 supraalimentat.**

Se analizează rezultatele încercărilor experimentale efectuate pe motorul de tractor D—103 supraalimentat.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 233—640

CZ 621.9.018.5

Crişan, S. şi *Ivan, M.* : **Găurirea, strunjirea şi debavurarea electrolitică, metode moderne de prelucrare a metalelor.**

Se evidenţiază unele aspecte specifice ale prelucrării prin scîntei electrice şi ale prelucrării electrolitice, considerîndu-se în special găurirea, strunjirea şi debavuarea electrolitică.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 641—644

CZ 621.9.048.4

Nichici, Al. : **Contribuţii la determinarea regimurilor optime de prelucrare cu scîntei electrice în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate.**

Se analizează influenţa calitativă şi cantitativă a mărimii suprafeţei prelucrate asupra productivităţii şi uzurii sculei în cazul prelucrării cu scîntei electrice.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 645—649

CZ 631.312.52 :621.01

Vasiliu, Ch. şi *Neguţ, L.* : **Probleme de echilibru în plan vertical la plugul balansier de desfundat.**

Se evidenţiază unele probleme de echilibru în plan vertical pentru plugul balansier de desfundat PBD, folosit pentru arătură în pantă.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 650—654

CZ 621.791.75. 001

Sonea, P. şi *Sonea, I.* : **Cercetări privind influenţa curenţilor de frecvenţă ridicată asupra arcului electric de sudare.**

Se analizează sub aspect teoretic influenţa suprapunerii curenţilor de frecvenţă înaltă asupra arcului electric de sudare.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 655—660

CZ 621.791.763.1 :631.3

Vasile, I. : **Sudarea prin puncte topite sub flux în fabricaţia de maşini agricole.**

Se prezintă metoda de lucru utilizată şi rezultatele obţinute la aplicarea electronituirii în fabricaţia de maşini agricole.

Construcţia de maşini 18 (1966), nr. 11, p. 660—664

CZ 629.113 :621.43

Ionescu, E. şi *Ivăneanu, C.* : **Un nou criteriu de apreciere a economicităţii autovehiculelor echipate cu motoare cu carburator.**

Se propune o metodă de comparare a motoarelor de autovehicul cu carburator în funcţie de economicitate.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 664—666

CZ 621 :621,798.128 :656.52

Barbul, V. şi *Müller, Z.* : **Criterii pentru alegerea dimensiunii şi a formei optime a containerelor şi a paletelor-lăzi utilizabile în industria construcţiilor de maşini.**

Se precizează unele aspecte privind determinarea caracteristicilor constructive şi dimensionale ale containerelor şi paletelor-lăzi folosite în transportul uzinal.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 666—671

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice—Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti, c. 3907.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.436 :629.114.2

Буду Т., *Чуботару*, *И*., *Абэйтэнчей*, *Д*., *Наги*, *Т*., *Сэлажсан*, *К*., *Фринку*, *Т*.: **Поведение двигателя Д-103 в случае сверхзарядки.**

Рассматриваются результаты экспериментальных испытаний, проведенных на тфракторном двигателе Д-103 в случае сверхзарядки.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr 11, стр. 633–640

ДК 621.9.018.5

|*Кришан, С.*| и *Иван*, *М*.: **Электролитическое сверление, проточлка и снятие заусениц. Современные методы обработки металлов.**

Подчеркиваются некоторые специфические аспекты эле.ктроискровой обработки, и главным электролитического сверления, проточки и снЗятия заусениц.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr. 11, стр. 641–644

ДК 621.9.048.4

Никич, *Ал*.: **К вопросу определения оптимальных режимов электроискровой обработки в зависимости от размера обрабатываемой площади.**

Рассматривается качественное и количественное влияние размера обрабатываемой плошади на производительность и изнс инструментов в случае электроисйровой обработки.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr. 11, стр. 645–649

ДК 631.312.52 :621.10

Василиу, *Г*. и *Негуц*, *Л*.: **Некоторые вопросы равновесия в вертикальной плоскости глубокопащущих балансирных плугов.**

Уточняются некоторые вопросы, касающиеся равновесия в вертикальной плоскости глубокопашущих балансирных плугов, применяемых для пашини на склонах.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr, 11, стр. 650–654

ДК 621.791.75.001

Соня, *П*. и *Соня*, *И*.: **Исследование влияния токов высокой частоты на другу э елтрической сварки.**

Анализируется, с теоретической точки зрения, влияние наложенного тока высокой частоты на дуги электрической сварки.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr. 11, стр. 655–660

ДК 621.791.763.1 : 621.3

Василе, *И*.: **Точечная сварка под слоем флюса в производстве сельскохозяйственных машин. ;**

Представлен применяемый метод работы и полученныде результаты при применении электроклепки в производстве сельскохозяйственных машин.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr. 11, стр. 660–664

ДК 629,113 :621.43

Ионеску, *Е*. и *Ивэнеану*, *К*.: **Новый критерий оценки экономичности автомашин, оснащенных карбюраторными двигателями.**

Предлагается метод сравнения карбюраторных двигателей автомашин в зависимости от экономичности.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr. 11, стр. 664–666

ДК 621 :621.798.128 :656.52

Барьбул, *В*. и *Мюллер*, *З*.: **Критерии оценки выбора размера и оптимальной формы контейнеров и ящиков лопаточного типа применяемых в машиностроении.**

Приводятся некоторые вопросы, связанные с определением конструктивных характеристик и размеров контейнеров и Зящиков лопаточного типа, применяемых для двнутризаводсткого транспорта.

Construcţia de Maşini 18 (1966), Nr. 11, стр. 666–671

SOMMAIRE

CD 621.436 :629.114.2

Budu, T., *Ciobotaru, I.*, *Abăităncei*, *D.*, *Nagy, T.*, *Sălăgean, C.*, *Frîncu*, *T.* : **Le comportement du moteur D–103 suralimenté.**

On examine les résultats des essais effectués sur le moteur du tracteur D–103 suralimenté.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 633–640

CD 621.9.018.5

|*Crişan, S.*| et *Ivan, M.* : **Le perçage, le chariotage et l'ébarbage électrolytique, méthodes modernes d'usinage des métaux.**

On fait ressortir certains aspects spécifiques de l'usinage par étincelles électriques et de l'usinage électrolytique, en considérant surtout le perçage, le chariotage et l'ébarbage électrolytique.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 641–644

CD 621.9.048.4

Nichici, Al. : **Contributions à la détermination des meilleurs régime d'usinage par étincelles électriques en fonction de la grandeur de la surface usinée.**

On analyse l'influence qualitative et quantitative de la grandeur de la surface usinée sur la productivité et sur l'usure de l'outil dans le cas de l'usinage par étincelles électriques.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 645–649

CD 631.312.52 :621.01

Vasiliu, Ch. et *Neguţ, L.* : **Problèmes d'équilibre, dans le plan vertical, de la charrue-balance de défoncement.**

On met en évidence quelques problèmes d'équilibre, dans le plan vertical, de la charrue-balance de défoncement PBD, utilisée pour le labourage en pente.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 650–654

CD 621.791.75.001

Sonea, P. et *Sonea, I.* : **Recherches concernant l'influence des courants de haute fréquence sur l'arc électrique de soudage.**

On étudie sous l'aspect théorique l'influence de la superposition des courants de haute fréquence sur l'arc électrique de soudage.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 655–660

CD 621.791.763.1 :631.3

Vasile, I. : **Le soudage par points fondus sous flux dans la fabrication des machines agricoles.**

On présente la méthode de travail et les résultats obtenus en appliquant le rivetage électrique dans la construction des machines agricoles.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 660–664

CD 629.113 :621.43

Ionescu, E. et *Ivăneanu, C.* : **Un critère nouveau pour apprécier l'efficacité économique des véhicules équipés avec des moteurs à carburateur.**

On propose une méthode de comparaison des moteurs à carburateur pour véhicules, en fonction de l'efficacité économique.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 664–666

CD 621 :621.798.128 :656.52

Barbul, V. et *Müller, Z.* : **Critères pour le choix des dimensions et de la meilleure forme des containers et des caisses employés dans la construction mécanique.**

Les auteurs précisent certains aspects concernant la détermination des caractéristiques constructives des containers et des caisses employés dans le transport d'usine.

Construcţia de Maşini 18 (1966), no. 11, p. 666–671

CONTENTS

DC 621.436 :629.114.2

Budu, T., Ciobotaru, I., Abăilăncei, D., Nagy, T., Sălăgean, C., Frîncu, T. : **The behaviour of the supercharged D—103 engine.**

The results of experimental tests carried out with supercharged D—103 tractor engines are analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 633–640

DC 621.9.018.5

Crişan, S. and *Ivan, M.* : **The electrolytical boring, turning and burring as modern metal working methods.**

Some specific aspects of electric-spark and electrolytical working of metals are discussed, with special reference to electrolytical boring, turning and burring.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 641–644

DC 621.9.048.4

Nichici, Al. : **Contributions to the determination of the optimum electric-spark working as related to the size of worked surface.**

The qualitative and quantitative influence of the worked surface size on the productivity and wear of tools in the case of electric-spark working is analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 645–649

DC 631.312.52 :621.01

Vasiliu, Ch. and *Neguţ, L.* : **Some equilibrium problems in vertical plane with deep balance-ploughs.**

Some equilibrium problems in vertical plane with PBD balance-ploughs used for deep slope ploughing are dealt with.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 650–654

DC 621.791.75.001

Sonea, P. and *Sonea, I.* : **Researches concerning the influence of high-frequency currents on the welding electric arc.**

The influence of the superposition of high-frequency currents on the welding electric arc is analysed.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 655–660

DC 621.791.763.1 :631.3

Vasile, I. : **The melt spot welding in manufacturing agricultural equipment.**

The working method used and the results obtained from applying the electric riveting in the agricultural equipment production is presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 660–664

DC 629.113 :621.43

Ionescu, E. and *Ivăneanu, C.* : **A new estimation criterium of the economic efficiency of motor vehicles equipped with carburettor motors.**

A method of comparing the motor vehicle engines from the viewpoint of economic efficiency is suggested.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 664–666

DC 621 :621.798.128 :656.52

Barbul, V. and *Müller, Z.* : **Some choice criteria for the optimum size and shape of the containers and blade-boxes utilizable in the machine-building industry.**

Some aspects concerning the determination of the constructive and dimensional characteristics of the containers and blade-boxes used in works transports are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 11, p. 666–671

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, NOIEMBRIE 1966, Nr. 11

CZ 621.436: 629.114.2

Comportarea motorului D—103 supraalimentat

TIBERIU BUDU, ION CIUBOTARU, DAN ABĂITĂNCEI, TIBERIU NAGY,
CORNEL SĂLĂJAN, TĂNASE FRÎNCU

În construcția de motoare Diesel, supraalimentarea cu turbocompresoare își găsește în ultimul timp o aplicare din ce în ce mai largă. Prin turbosupraalimentare se realizează o reducere a consumului specific de combustibil, ca urmare a îmbunătățirii condițiilor de ardere și a creșterii randamentului mecanic, și o creștere a puterii motorului, respectiv a momentului.

Cerința principală impusă motoarelor Diesel destinate tractoarelor și în special celor pe șenile este de a avea un coeficient de adaptabilitate cît mai ridicat, necesar învingerii suprasarcinilor. Turbosupraalimentarea permite obținerea unei anumite dependențe între momentul motor și turație, în funcție de reglajul turbocompresorului. Dacă turbocompresorul este reglat în așa fel încît eficiența lui maximă să fie obținută la turația nominală a motorului, la scăderea turației debitul de aer pe ciclu va scădea, ceea ce impune o scădere corespunzătoare a debitului de combustibil injectat. În acest caz, momentul motor va scădea, iar coeficientul de adaptabilitate va fi nesatisfăcător. Dacă turbocompresorul este reglat în așa fel încît eficiența lui maximă să fie obținută la turația de moment motor maxim, la creșterea turației peste turația de moment motor maxim debitul de aer livrat de turbocompresor va scădea. Acest fapt permite ca la scăderea turației motorului sub cea nominală să se mărească cantitatea de combustibil injectat pe ciclu, adică să se obțină o creștere a coeficientului de adaptabilitate. Acest mod de reglare corespunde cerințelor ce se impun motoarelor destinate tractoarelor pe șenile. În figura 1 se prezintă curbele moment motor-turație obținute prin încercări pe un motor echipat cu turbocompresor C.A.V., care ilustrează cele arătate (*1* — admisiune normală ; *2* — turbosupraalimentare cu reglarea turbocompresorului la turația nominală ; *3* — turbosupraalimentare cu reglarea turbocompresorului la turația de moment motor maxim).

Creșterea cantității de combustibil injectat pe ciclu, la scăderea turației, este limitată de necesitatea ca variația puterii pe caracteristica de regulator să fie situată sub curba limită de fum.

Motorul Diesel D-103, construit de uzina „Tractorul'' din Brașov pentru a echipa tractoarele U-650 pe roți și S-650 pe șenile, funcționează cu admisiune normală, fiind un motor cu patru cilindri în patru timpi, cu puterea efectivă de 65 CP la 1800 rot/min. Combustibilul se injectează direct în camera de ardere situată în piston. Consumul specific minim de combustibil, obținut pe bancul de probe, este de 185 g/CPh.

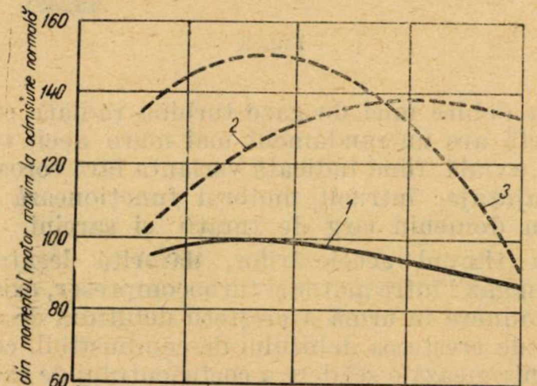


Fig. 1

În scopul îmbunătățirii indicilor tehnico-economici, creșterii puterii nominale și, în special, a coeficientului de adaptabilitate, la uzina „Tractorul'' s-au făcut încercări de turbosupraalimentare a acestui motor.

Analiza și realizarea modificărilor constructive și de reglaj

Turbocompresorul. În construcția motoarelor Diesel pentru tractoare se folosește supraalimentarea la presiune scăzută (max 1,5 kgf/cm²), care nu implică operarea unor modificări constructive esențiale la motoarele proiectate pentru a funcționa cu admisiune normală.

Compresorul centrifug cu difuzor nepaletat, deși are un randament mai scăzut și o presiune de refulare mai mică decît compresorul cu difuzor paletat, este mai indicat pentru motorul care funcționează într-un domeniu larg de turații și sarcini, deoarece în caracteristica universală curbele de variație a presiunii sînt mai aplatisate, iar zona de pompaj este deplasată spre debite mai mici (fig. 2 : *a* — compresor cu difuzor nepaletat ; *b* — compresor cu difuzor paletat).

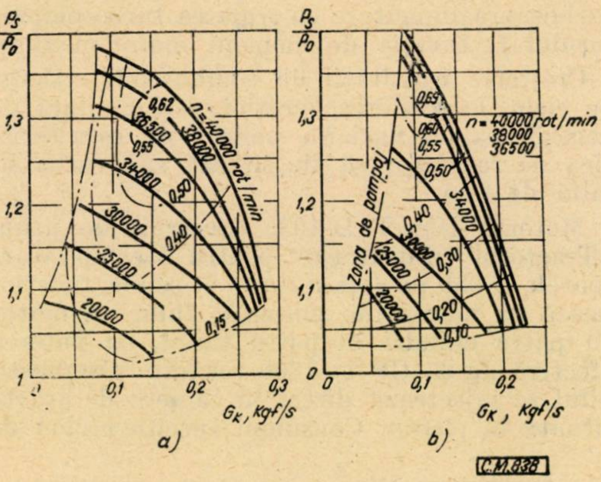


Fig. 2

La debite mici de gaze turbina radială centripetă are un randament mai mare decît turbina axială, fiind indicată varianta fără coroană de ajutaje, întrucît motorul funcționează într-un domeniu larg de turații și sarcini.

În timpul accelerărilor, datorită legăturii „prin gaz'' între motor și turbocompresor, există o rămînere în urmă a creșterii debitului de aer față de creșterea debitului de combustibil, ceea ce antrenează o scădere a coeficientului de exces de aer. Timpul în care se stabilește turația turbocompresorului la care livrarea de aer corespunde unui nou regim al motorului depinde în primul rînd de momentul de inerție al turbocompresorului. Turbocompresorul compus dintr-o turbină radială centripetă și un compresor centrifug are rotorul cu moment de inerție mic, deci reacționează mai rapid la accelerările frecvent întîlnite la motoarele de tracțiune.

Ținînd seamă de acestea, pentru supraalimentarea motorului D-103 s-au ales un turbocompresor compus dintr-o turbină radială centripetă fără coroană de ajutaje și un compresor centrifug cu difuzor nepaletat. Inițial s-a contat pe o presiune de supraalimentare $p_s = 1,3$ kgf/cm², măsurată în colectorul de admisiune. S-a construit o carcasă de turbină cu două canale (fig. 3), fiecare canal alimentînd rotorul pe un sector de 180°.

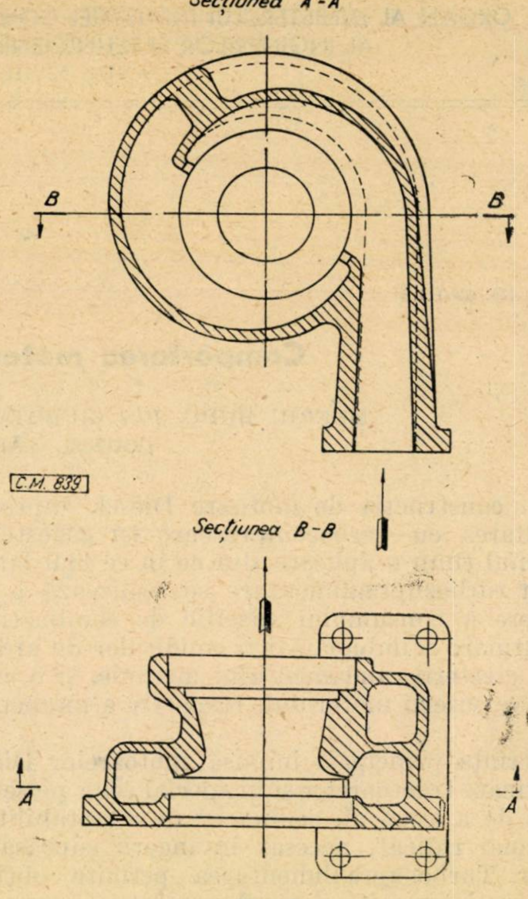


Fig. 3

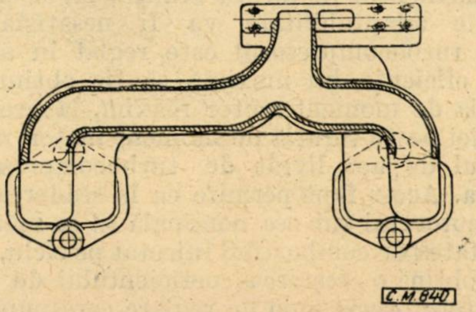


Fig. 4

Colectorul de evacuare. La motorul în patru timpi cu patru cilindri în linie, decalajul între două evacuări succesive este de 180°. Pentru ordinea de aprindere 1—3—4—2, atunci cînd în cilindrul *1* are loc baleiajul, în cilindrul *3* are loc evacuarea liberă. Plasarea turbinei la extremitatea colectorului de evacuare face ca presiunea din acesta să crească puternic în perioada evacuării libere, gazele de ardere fiind împinse în colectorul de admisiune prin supapele deschise ale cilindrului în care are loc baleiajul. Pentru a nu înrăutăți baleiajul, a fost necesar să se construiască un colector de evacuare cu două canale (fig. 4), fiecare canal deservind cîte doi cilindri care nu evacuează succesiv. Pentru a realiza aproximativ aceeași presiune medie a gazelor în fața turbinei, legătura celor două canale ale colectorului de evacuare a fost făcută în așa fel încît primul sector de 180° al turbinei să fie alimentat cu gaze prin canalul de cel mai mare volum (fig. 5). În felul acesta gazele care părăsesc cilindrii se destind în volume de aproximativ aceeași mărime înainte de a intra în turbină.

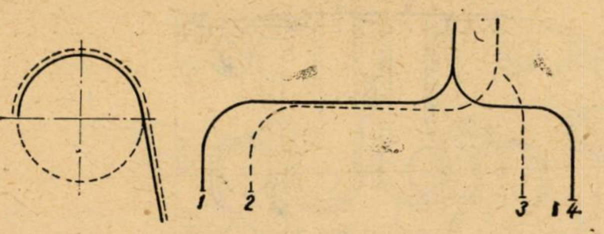


Fig. 5

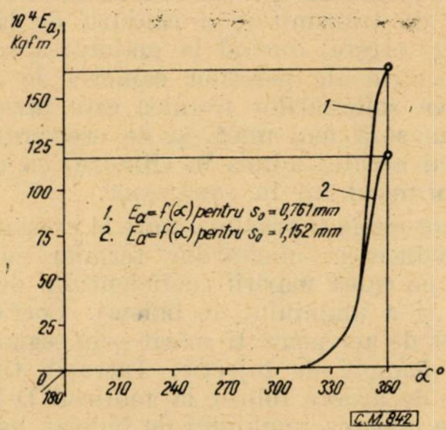


Fig. 6

Arborele cu came. Mărirea unghiului de baleiaj, în scopul unei curățări mai bune a cilindrului de gazele arse și al unei răciri mai intense a pistonului, impune mărirea distanței S_0 dintre piston și chiulasă. La tipul de cameră de ardere folosit la motorul D-103, prin mărirea acestei distanțe scade energia E_a de curgere centripetă a aerului spre cavitatea din piston în cursa de compresiune, fapt ce duce la înrăutățirea arderii. Un calcul efectuat pentru o mărire a distanței S_0 cu 0,39 mm a arătat o scădere a energiei E_a cu circa 30% (fig. 6). Pentru a nu înrăutăți arderea nu s-a mărit unghiul de baleiaj.

Pentru a avea pierderi cît mai mici la trecerea aerului și a gazelor prin secțiunile controlate de supape, a fost necesar să se mărească vitezele de ridicare și coborîre ale acestora. S-a obținut astfel o creștere a cronosecțiunii în timpul baleiajului și, prin aceasta, o intensificare a răcirii pistonului.

Din analiza curbelor de mișcare ale pistonului și supapelor în jurul punctului mort superior (fig. 7 : *1* — piston ; *2* — supapa de admisiune ; *3* — supapa de evacuare) a rezultat necesitatea de a mări cu 1,5 mm adîncimea locașurilor pentru scaunele de supape din chiulasă, pentru a evita lovirea supapelor de piston în perioada de baleiaj.

Chiulasa. La chiulasa motorului nesupraalimentat cei doi cilindri din mijloc sînt deserviți de un singur canal de evacuare. Realizarea colectorului de evacuare a impus modificarea chiulasei în așa fel încît fiecare cilindru să fie pus în legătură printr-un canal propriu cu colectorul de evacuare (fig. 8 ; *a* — chiulasa motorului nesupraalimentat ; *b* — chiulasa modificată pentru motorul supraalimentat).

Curburile și înclinațiile canalelor de admisiune, care condiționează intensitatea turbulenței aerului în camera de ardere în timpul injecției și, prin aceasta, încărcarea uniformă a camerei de ardere cu combustibil, vor fi stabilite prin încercări efectuate pe motorul supraalimentat.

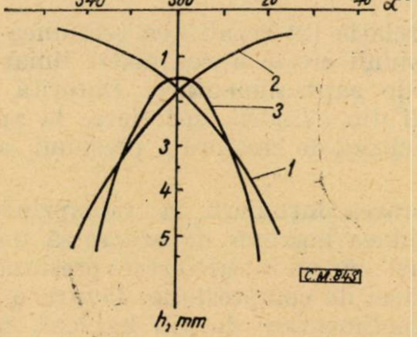


Fig. 7

Solicitările mecanice. Prin supraalimentare presiunea la sfîrșitul cursei de compresiune crește aproximativ în acelaşi raport în care creşte presiunea la sfîrşitul cursei de admisiune:

$$p_{cs} \simeq \frac{p_{as}}{p_a} \cdot p_c, \qquad (1)$$

în care:

p_c este presiunea din cilindru la sfîrşitul cursei de compresiune, kgf/cm²;

p_a — presiunea din cilindru la sfîrşitul cursei de admisiune, kgf/cm².

În relaţia (1) şi în cele ce urmează, indicele s se referă la motorul supraalimentat.

Cu suficientă aproximaţie se poate considera

$$\frac{p_{as}}{p_a} = \frac{p_s}{p_0},$$

în care p_0 este presiunea aerului din mediul înconjurător, kgf/cm². Făcînd înlocuirile în relaţia (1) se obţine:

$$p_{cs} \simeq \frac{p_s}{p_0} \cdot p_c. \qquad (2)$$

Din relaţia (2) rezultă că presiunea la finele compresiunii creşte aproximativ liniar cu presiunea de supraalimentare. Datorită creşterii presiunii din cilindru, întîrzierea la autoaprindere şi viteza de creştere a presiunii se micşorează.

Micşorarea întîrzierii la autoaprindere face ca presiunea maximă de ardere să nu crească în aceeaşi măsură în care creşte presiunea la sfîrşitul cursei de compresiune. Pentru o presiune de supraalimentare de 1,3 kgf/cm², presiunea la sfîrşitul cursei de compresiune creşte cu 30%, iar presiunea maximă de ardere creşte cu mai puţin de 30%. Creştera solicitărilor mecanice va fi parţial compensată şi de reducerea vitezei de creştere a presiunii.

Analizînd dimensionarea organelor motorului la care solicitările mecanice cresc, precum şi comportarea motorului supraalimentat în exploatare, s-a ajuns la concluzia că o creştere a solicitărilor mecanice, provocată de supraalimentarea la presiunea de 1,3 kgf/cm², este admisibilă. În adevăr, încercările efectuate ulterior pe motorul supraalimentat au arătat o comportare satisfăcătoare a acestor organe.

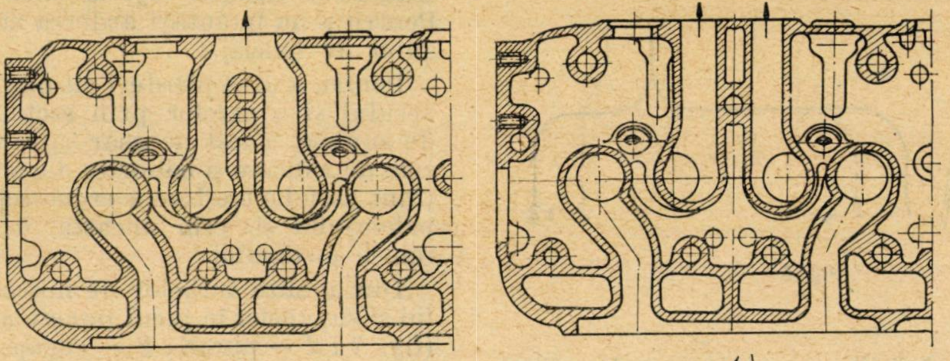

a) b)

Fig. 8

Solicitările termice. Întrucît prin supraalimentare presiunile din cilindru se măresc, coeficientul de transmitere a căldurii de la gaze la pereţi creşte, ducînd la majorarea solicitărilor termice ale pereţilor camerei de ardere. Creşterea solicitărilor termice este favorizată, într-o măsură mai mică, şi de creşterea temperaturii aerului admis în cilindru, ca urmare a comprimării lui în compresor.

La motoarele supraalimentate la presiune scăzută, reducerea solicitărilor termice se poate realiza pe calea măririi coeficientului de exces de aer şi a unghiului de baleiaj. Coeficientul de exces de aer poate fi mărit prin reglarea debitului pompei de injecţie. Întrucît tipul de cameră de ardere folosit la motorul D-103 nu permite mărirea unghiului de baleiaj, aşa cum s-a arătat, s-a mărit cronosecţiunea perioadei de baleiaj, intensificînd în acest fel răcirea pereţilor camerei de ardere.

Puterea motorului poate fi exprimată prin relaţia:

$$P_{es} = \frac{L_s}{c_e \cdot \lambda \cdot L_0},$$

în care:

L_s este consumul de aer al motorului supraalimentat, kgf/h;

L_0 — aerul teoretic necesar arderii, kgf/kgf;

c_e — consumul specific efectiv de combustibil, kgf/CPh;

λ — coeficientul de exces de aer.

La motorul supraalimentat consumul specific de combustibil este mai redus cu circa 7%, ca urmare a creşterii randamentului mecanic. Deoarece coeficientul de exces de aer este mărit cu circa 10%, în scopul de a micşora solicitările termice, valoarea produsului $c_e \cdot \lambda$ se modifică puţin prin supraalimentare, iar puterea motorului creşte proporţional cu cantitatea de aer introdusă în cilindru. Neglijînd creşterea coeficientului de umplere prin supraalimentare, cantitatea de aer introdusă în cilindrii motorului supraalimentat se calculează cu formula :

$$L_s = \frac{p_s}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_s} \cdot L,$$

în care :

L este consumul de aer al motorului nesupraalimentat kgf/h ;
T_0 — temperatura mediului înconjurător, °K ;
T_s — temperatura aerului la ieşirea din compresor, °K ;
$\Delta T = 25°K$ — creşterea temperaturii aerului, ca urmare a comprimării lui în compresor, °K.

Cu valorile $p_s = 1{,}3$ kgf/cm², $T_0 = 288°K$, $\Delta T = 25°K$, $T_s = T_0 + \Delta t = 313°K$ se obţine :

$$L_s = \frac{1{,}3}{1} \cdot \frac{288}{313} \cdot L = 1{,}2\ L.$$

Puterea motorului supraalimentat, crescînd în acelaşi raport în care creşte cantitatea de aer introdusă în cilindru, va fi :

$$P_{es} = 1{,}2\ P_e = 1{,}2 \cdot 65 = 78 \text{ CP}.$$

Debitul pompei de injecţie. Consumul orar de combustibil este dat de relaţia :

$$C = c_e\, P_{es}, \text{ kgf/h}.$$

Considerînd cazul cel mai defavorabil, în care consumul specific de combustibil nu scade prin supraalimentare, consumul orar va creşte proporţional cu puterea, adică cu circa 20%. Datorită reducerii consumului specific, creşterea consumului orar este frînată, astfel încît se poate folosi pompa de injecţie existentă, cu modificarea corespunzătoare a reglajului.

Presiunea de injecţie. Factorul principal care are o deosebită influenţă asupra pulverizării şi a penetraţiei jetului este viteza medie a particulelor de combustibil la ieşirea din injector. Această viteză depinde de diferenţa dintre presiunea medie de injecţie şi presiunea medie din cilindru în timpul injecţiei. La motorul supraalimentat presiunea din cilindru este mai mare decît la motorul nesupraalimentat. Pentru a se menţine calitatea pulverizării este necesar să se mărească presiunea medie de injecţie în aşa fel încît diferenţa de presiune arătată să fie aceeaşi.

Rezultatele sînt aproximativ aceleaşi dacă se măreşte presiunea de deschidere a injectorului cu valoarea Δp_c cu care a crescut presiunea la sfîrşitul compresiunii. Din relaţia (2) se obţine :

$$\Delta p_c \simeq \left(\frac{p_s}{p_0} - 1\right) p_c = \left(\frac{1{,}3}{1} - 1\right) p_c = 0{,}3\ p_c. \quad (3)$$

La motorul nesupraalimentat $p_c = 40$ kgf/cm², iar presiunea de deschidere a injectorului este $p_i = 145$ kgf/cm². Înlocuind în (3) se deduce :

$$\Delta p_c \simeq 0{,}3 \cdot 40 = 12 \text{ kgf/cm}^2;$$

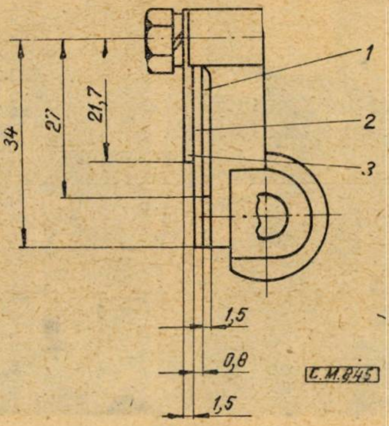


Fig. 9

deci

$$p_{is} = p_i + \Delta p_c = 145 + 12 = 157 \quad \text{kgf/cm}^2.$$

La motorul supraalimentat injectoarele au fost reglate la presiunea de deschidere $p_{is} = 155 + + 5$ kgf/cm².

Mărirea coeficientului de adaptabilitate. Coeficientul de adaptabilitate este raportul dintre momentul motor maxim şi momentul motor corespunzător turaţiei nominale, cînd motorul funcţionează pe caracteristica de regulator.

$$K = \frac{M_{max}}{Mp_{e\,max}}. \quad (4)$$

Pompa de injecţie a motorului D-103 are corector cu lamă elastică pentru corectarea caracteristicii de viteză, introdus în instalaţia regulatorului. În figura 9 se prezintă forma constructivă a corectorului (*1* — lamă de sprijin ; *2* — lamă corectoare ; *3* — lamă de apăsare).

Diferitele lungimi ale lamelor de sprijin şi apăsare dau anumite elasticităţi lamei corectoare. Cursa lamei corectoare depinde de grosimea lamei de sprijin şi determină o anumită îmbogăţire maximă — un anumit moment motor maxim — la scăderea turaţiei, cînd motorul lucrează pe caracteristica de regulator. Turaţia de intrare în funcţiune a corectorului este turaţia nominală a motorului.

Prin încercări efectuate pe motorul supraalimentat s-au stabilit lungimile lamelor de sprijin şi de apăsare şi grosimea lamei de sprijin corespunzătoare îmbogăţirii amestecului pe caracteristica de regulator, avînd ca efect creşterea coeficientului de adaptabilitate, cu respectarea condiţiei de conservare a poziţiei curbei de putere în raport cu curba limită de fum.

Încercări de laborator. Experimentările au fost efectuate mai întîi pe motorul nesupraalimentat şi apoi pe acelaşi motor căruia i s-au adus modificările necesare în vederea aplicării instalației de supraalimentare. În figura 10 se prezintă vederea generală a standului de probe, iar în figura 11 — debitmetrul cu rezervor de amortizare pentru măsurarea consumului de aer.

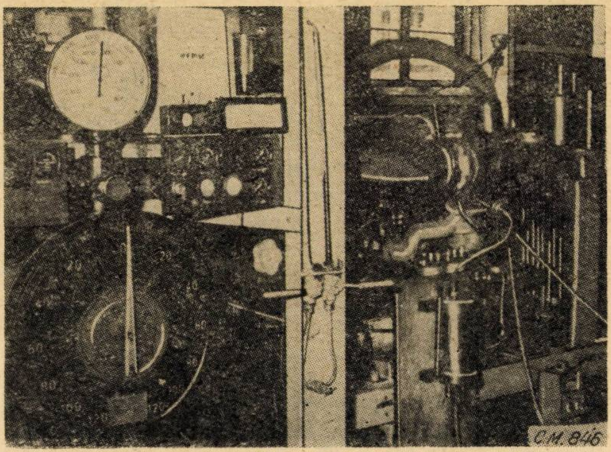


Fig. 10

Gradul de fum a fost determinat cu un aparat conceput și realizat de Catedra de automobile și tractoare din Institutul politehnic-Brașov, cuprinzînd un dispozitiv pentru luarea probelor de fum și un dispozitiv pentru stabilirea gradului de fum, a cărui schemă electrică este arătată în figura 12.

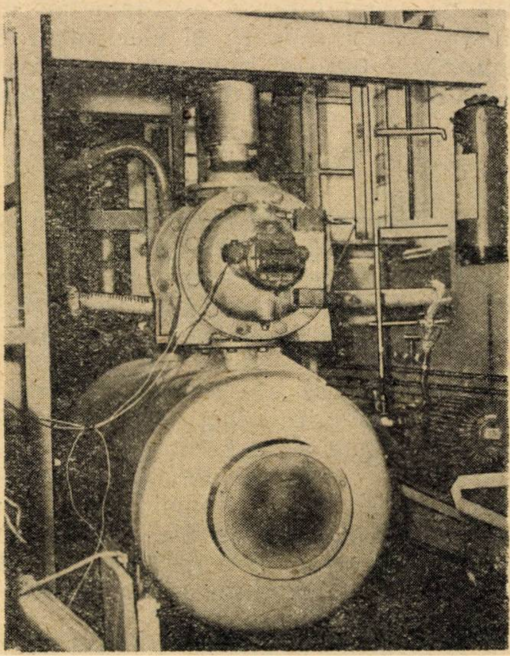


Fig. 11

Principiul de lucru al acestui dispozitiv este bazat pe observația energiei luminoase a particulelor produselor de ardere. Pentru evaluarea gradului de fum în procente s-a utilizat formula :

$$D = 100\left(1 - \frac{B}{A}\right), \%,$$

unde A este indicația miliampermetrului înainte ca hîrtia de filtru să fie introdusă în dispozitivul pentru luarea probei de fum și B — indicația miliampermetrului după ce s-a luat proba de fum.

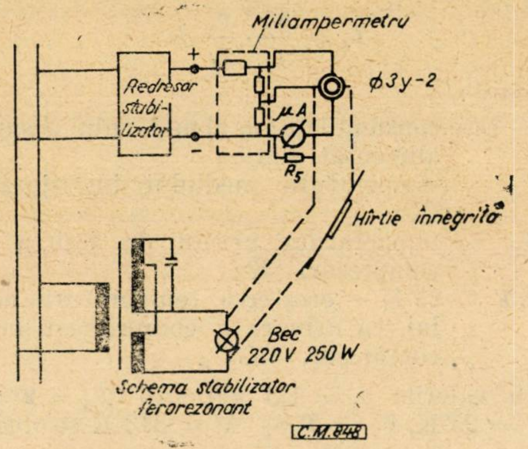

Miliampermetru
+
−
Redresor stabilizator
μA
R_S
ф3y-2
Hîrtie înnegrită
Bec
220 V 250 W
Schema stabilizator ferorezonant
C.M.848

Fig. 12

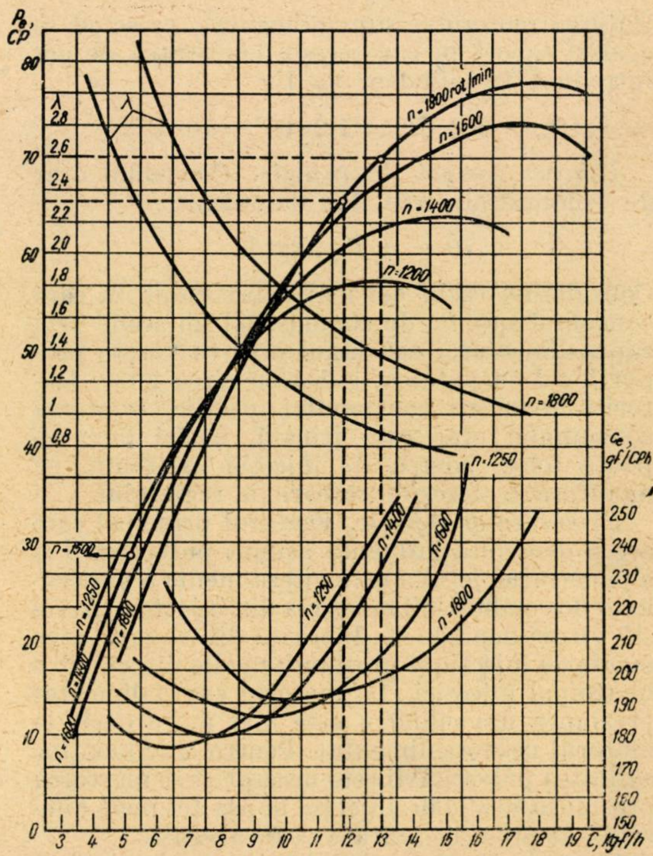


Fig. 13

Pe intregul parcurs al experimentărilor s-a căutat să se mențină condiții de încercare identice și să se înlăture eventualele erori provenite din măsurare.

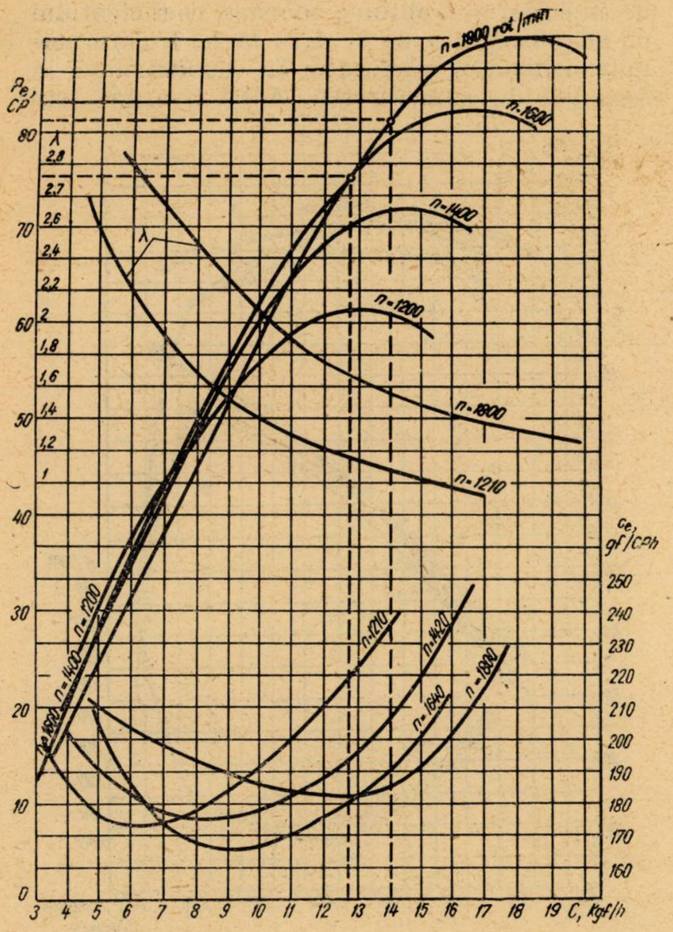


Fig. 14

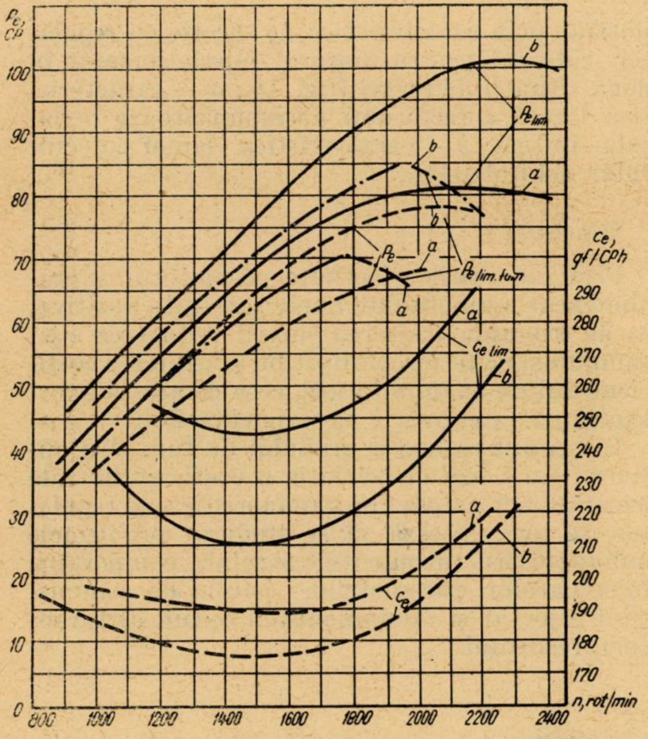


Fig. 15

În vederea stabilirii parametrilor optimi ai motorului şi a reglajului pompei de injecţie s-a ridicat caracteristica de reglaj în funcţie de consumul orar de combustibil fără regulator, pentru avansul la injecţie de 24°, pentru diferite turaţii, atît pentru motorul nesupraalimentat (fig. 13), cît şi pentru motorul supraalimentat (fig. 14).

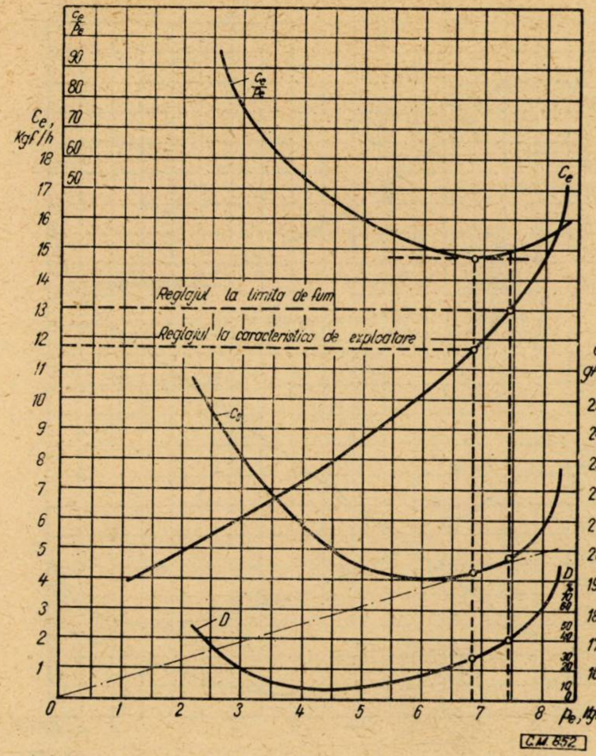


Fig. 16

Din analiza rezultatelor prezentate în figurile 13 şi 14 se vede că în toate cazurile puterea şi economicitatea motorului supraalimentat sînt mai mari decît la motorul cu admisiune normală, ca urmare a unei umpleri mai bune, a îmbunătăţirii procesului de formare a amestecului şi a micşorării pierderilor mecanice. Pe baza acestor rezultate s-a determinat curba puterilor limită, cunoscîndu-se puterea maximă dezvoltată de motor la diferitele turaţii (fig. 15: *a* — admisiune normală ; *b* — supraalimentare). Din comparaţia curbelor limită rezultă o creştere de 25% a puterii şi o reducere de 16,7% a consumului specific.

În vederea stabilirii reglajului pompei de injecţie la limita de fum şi a unor condiţii de exploatare s-a construit caracteristica de sarcină la turaţia de 1 800 rot/min, în cazul motorului cu admisiune normală (fig. 16) şi supraalimentat (fig. 17).

Caracteristica la limita de fum şi caracteristica de exploatare au fost determinate utilizînd metoda tangentelor şi curba variaţiei gradului de fum. Pentru valoarea minimă a raportului $\frac{C_e}{p_e}$, corespunzătoare reglajului optim pentru caracteristica de exploatare, s-a înregistrat un consum orar de combustibil de 11,75 kgf/h la motorul cu admisiune normală și de 12,75 kgf/h la motorul supraalimentat. În aceste condiții coeficientul de exces de aer a crescut de la 1,5 la 1,65, iar gradul de fum de la 30 la 40%, ceea ce se explică prin unele particularități ale formării amestecului și arderii, datorită schimbării procesului de lucru.

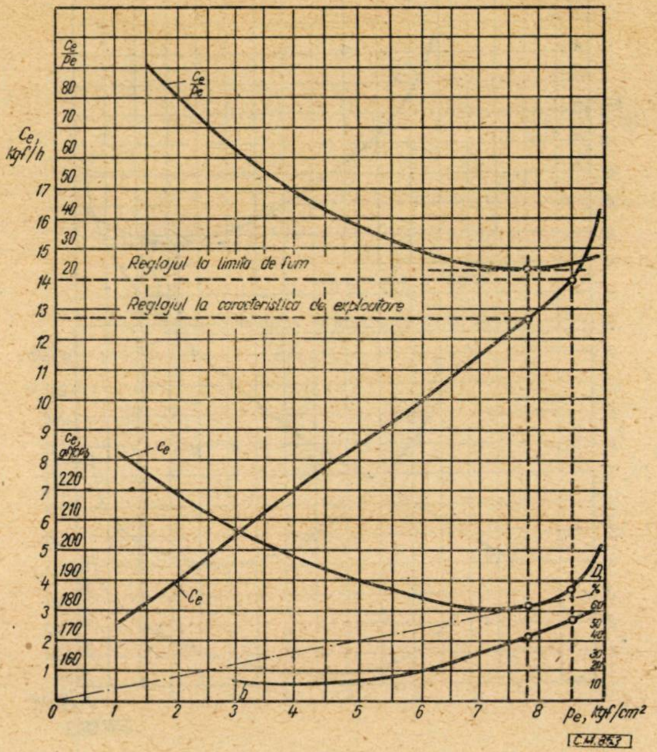


Fig. 17

La sarcini parțiale economicitatea motorului s-a îmbunătățit prin supraalimentare. De exemplu, la sarcina de 40% consumul specific de combustibil a scăzut de la 240 la 207 gf/CPh, la sarcina de 60%—de la 208 la 193 gf/CPh etc.

La reglajul de exploatare s-au obținut o creștere de 15,4% a puterii nominale (de la 65 la 75 CP și o reducere de 8% a consumului specific de combustibil (de la 188 la 174 gf/CPh).

Deoarece au rezultat valori corespunzătoare ale coeficientului de exces de aer și în jurul turației de moment motor maxim (1 250 rot/min), s-a concretizat posibilitatea măririi valorii momentului motor maxim, fără a depăși limita de fum. Astfel, schimbînd caracteristica lamei corectorului de la regulatorul pompei de injecție, s-a obținut mărirea coeficientului de adaptabilitate de la 1,11 la 1,17, care permite utilizarea tractorului în condiții bune în regimuri de suprasarcină. Acest avantaj este ilustrat prin caracteristica de turație cu regulator, ridicată pentru motorul supraalimentat în două situații de reglaj (fig. 18 : *a* — caracteristica lamei corectorului corespunzătoare reglajului inițial; *b* — caracteristica lamei corectorului schimbată).

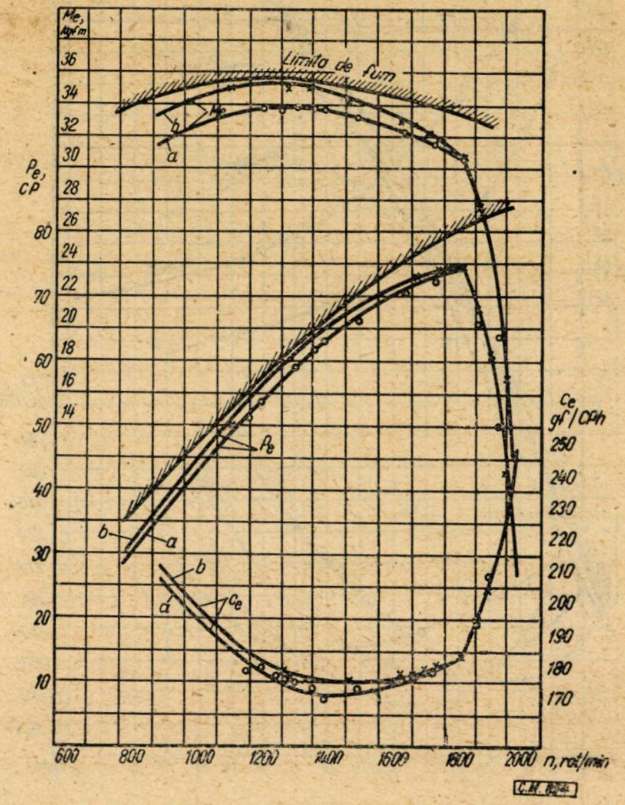


Fig. 18

Concluzii

Prin încercările efectuate pe motorul supraalimentat s-au obținut unele rezultate pozitive, ca de exemplu creșterea puterii, reducerea consumului specific de combustibil și creșterea coeficientului de adaptabilitate, ceea ce atestă oportunitatea continuării experimentărilor.

În scopul reducerii gradului de fum și a obținerii unei legi de variație a coeficientului de exces de aer necesar pe caracteristica de regulator, se preconizează să se studieze problemele îmbunătățirii turbulenței aerului, comportării injectoarelor, parametrilor jetului de combustibil injectat și randamentului optim al turbocompresorului.

CZ 621.9.018.5

Găurirea, strunjirea și debavurarea electrolitică, metode moderne de prelucrare a metalelor

Prof. dr. docent SILVIU CRIŞAN și MIRCEA IVAN

Prelucrarea electrolitică se deosebeşte considerabil de prelucrarea electrică cunoscută pînă în prezent sub formă de : prelucrare prin scîntei electrice, prin impulsuri electrice, prin electrocoroziune.

Întrucît de multe ori se creează confuzii în cadrul celor două metode, ambele folosind electrozi profilaţi şi energia electrică pentru prelucrarea suprafeţelor, se vor arăta în continuare deosebirile principale dintre prelucrarea electrolitică şi prelucrarea prin scîntei electrice.

Temperatura la care se efectuează prelucrarea electrolitică este de la 15°C la cîteva zeci de grade, iar temperatura la prelucrarea prin scîntei electrice este de cîteva mii de grade. Aceste temperaturi produc efecte diferite în structura suprafeţei prelucrate.

La prelucrarea prin scîntei se produce o uzură pronunţată a electrodului sculă. Aceasta se datoreşte faptului că îndepărtarea materialului se produce printr-o grupare intensivă a energiei în anumite puncte, procesul terminîndu-se printr-o descărcare sub formă de scîntei care provoacă o temperatură locală ridicată, mai mare ca temperatura de topire a metalului, determinînd topirea vîrfului sculei. Uzura electrodului sculă depinde de felul generatorului, de materialul electrodului şi de avans. Sînt dese cazurile cînd uzura materialului electrodului ajunge la 25% din cantitatea de material prelevat prin această metodă. La prelucrarea electrolitică, electrodul sculă nu prezintă nici o uzură.

În cadrul prelucrării electrolitice se utilizează o soluţie conducătoare de electricitate (acid, bază, sare), iar la prelucrarea prin scîntei o soluţie izolantă (ulei, petrol lampant), străpunsă de şocurile de tensiune, realizîndu-se o trecere a scînteii de la electrodul sculă la piesă. Ca izvor de energie pentru prelucrarea electrolitică este folosit un generator de curent continuu cu tensiunea de 5—20 V, iar pentru prelucrarea prin scîntei, un generator de tensiune capabil să furnizeze o tensiune de vîrf care să poată străpunge soluţia izolantă.

La prelucrarea prin scîntei nu apar forţe apreciabile între electrodul sculă şi piesă, ambele elemente fiind introduse în baia cu soluţie izolantă, în care nu se ating şi în care soluţia nu se află sub presiune.

În maşinile de prelucrare electrolitică apar forţe mari datorită presiunilor ridicate cu care trebuie să fie pompat electrolitul.

Valorile acestor presiuni sînt cuprinse între 4 kgf/cm^2 şi 15 kgf/cm^2. Dacă se consideră o suprafaţă de 20×50 cm^2, prelucrată la o presiune de 10 kgf/cm^2, maşina-unealtă trebuie să suporte o forţă de 10 000 kgf. Aceasta arată că maşinile-unelte pentru prelucrări electrolitice trebuie să fie foarte puternice, mai puternice ca maşinile de frezat şi rabotat.

La prelucrarea prin scîntei fiecare scînteie scoate prin şoc o particulă din piesă, în locul respectiv rămînînd un mic crater. Acesta va fi cu atît mai mare cu cît avansul electrodului sculă va fi mai mare. În locul în care se produce scînteia apare o încălzire locală şi o durificare a stratului superficial. Craterul şi durificarea stratului duc la slăbirea piesei.

La prelucrarea electrolitică, temperaturile de lucru sînt joase, iar prelevarea materialului se realizează uşor, suprafaţa rămînînd fără defecte. În stratul dintre electrolit şi piesă are loc un schimb de sarcini electrice. Atomii de suprafaţă din reţeaua cristalină devin liberi şi intră în reacţie cu anionii electrolitului disociat, rezultînd astfel prelevarea metalului. Atomii dizolvaţi ai anodului sînt antrenaţi de curentul rapid de electrolit, aşa că nu se pot depune pe catod. O caracteristică importantă este şi viteza de prelucrare. Cu maşinile electrolitice se poate ajunge la valori de prelevare de 35 cm^3/min, iar cu maşinile de prelucrat prin scîntei la circa 10 cm^3/min.

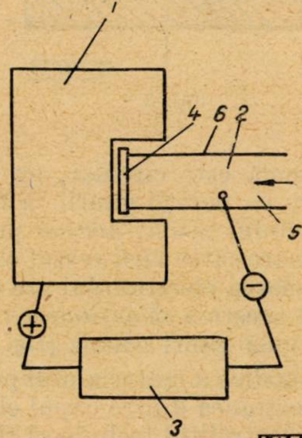


Fig. 1

Maşinile pentru prelucrare electrolitică sînt mult mai scumpe ca cele care lucrează prin scîntei electrice.

Găurirea electrolitică. Principiul de prelucrare este acelaşi ca la prelucrarea electrolitică a suprafeţelor complexe. Schematic, instalaţia de găurire electrolitică, arătată în figura 1, se compune din piesa de prelucrat *1*, electrodul sculă *2* şi un generator de curent continuu *3*. În schemă mai apar : capul de prelucrare *4*, curentul de electrolit *5* şi izolaţia *6*.

Piesa formează anodul, iar electrodul sculă, catodul ; generatorul realizează o tensiune de 5—20 V.

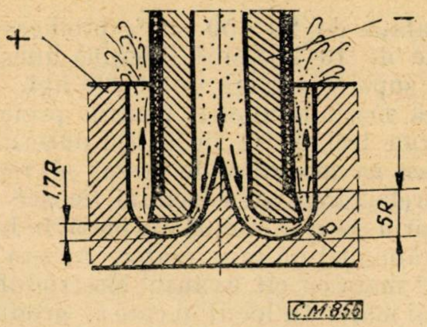


Fig. 2

Se pot executa găuri circulare, dreptunghiulare sau triunghiulare sau de formă neregulată. Forma găurii este determinată de electrodul sculă. Construcţia unui electrod pentru obţinerea unui orificiu circular este arătată în figura 2.

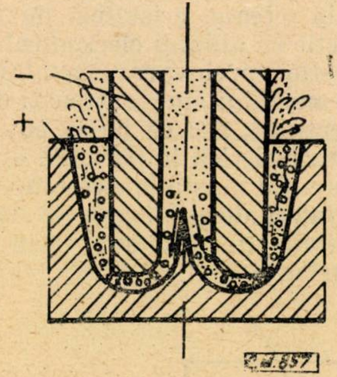


Fig. 3

Electrodul sculă este circular, cu orificiu la interior. Pentru ca pereţii găurii să fie paraleli cu axa electrodului sculă, acesta prezintă un diametru mai mare către vîrf, restul electrodului fiind izolat. Izolarea electrodului are drept scop ca numai capul acestuia să acţioneze ; electrodul neizolat determină găuri conice (fig. 3).

Dizolvarea anodică a materialului piesei avînd loc numai în porţiunea dintre capul electrodului sculă şi piesă, electrolitul trebuie să fie introdus sub presiune în zona respectivă pentru a furniza reactivii necesari şi pentru a curăţa produsele dizolvării. Pe măsură ce materialul este scos din piesă, electrodul sculă se deplasează astfel ca distanţa dintre anod şi catod să rămînă constantă.

Dimensiunea capului electrodului trebuie să fie mai mică ca dimensiunea finală a găurii cu aproximativ 0,2 mm.

În diagrama din figura 4 apare o comparaţie între prelucrarea convenţională (curba *1*) şi prelucrarea electrolitică (curba *2*) a găurilor. Din diagramă rezultă că, pînă la valori de 450 HB, prelucrarea convenţională este mai rapidă. Peste această valoare, viteza de prelevare electrolitică devine mai mare.

La alegerea uneia sau alteia dintre metode trebuie să se ţină seamă de faptul că, pentru durităţi ridicate ale materialelor, sculele convenţionale se uzează foarte repede, rezultînd deci un preţ de cost ridicat faţă de prelucrarea electrolitică la care uzura electrodului este fără importanţă.

Diagrama din figura 5 arată că o dată cu creşterea debitului de electrolit creşte şi densitatea de curent la găurire, aceasta ducînd la creşterea productivităţii procedeului. Creşterea debitului de electrolit, realizată prin creşterea presiunii de lucru în circuitul electrolitului, duce la mărirea cantităţii de reactivi furnizaţi procesului, ceea ce are ca rezultat ridicarea densităţii de curent.

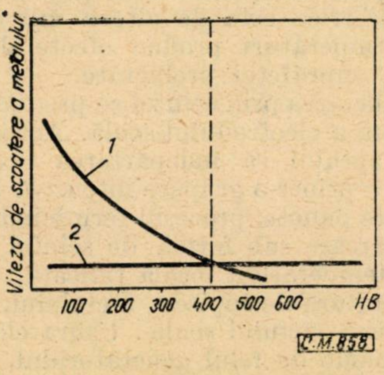


Fig. 4

Un exemplu tipic de prelucrare prin metoda electrolitică este reprezentat de o gaură greu de executat, raportul dintre lungimea şi diametrul orificiului fiind foarte mare (se pot executa găuri sub 0,5 mm diametru).

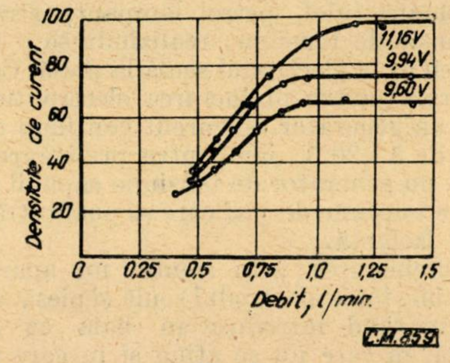


Fig. 5

Pentru tăierea profilelor se utilizează electrozi sculă găuriţi avînd profilul necesar. În unele cazuri este mai avantajos a se folosi metoda arătată în figura 6.

Prin ţeava tăiată în lungime se introduce electrolitul sub presiune; electrolitul trece prin tăietura ţevii şi înconjoară suprafaţa sa exterioară.

Ţeava pătrunde în material pe măsură ce se dizolvă materialul piesei. Metoda poate fi folosită pentru decupare, cum şi pentru tăiere transversală.

Strunjirea electrolitică. În urma cercetărilor s-a dovedit că prelucrarea electrolitică poate fi utilizată şi atunci cînd piesa de prelucrat se roteşte, iar electrodul sculă rămîne fix, ca şi în cazul în care atît piesa de prelucrat cît şi electrodul sculă sînt fixe.

Au fost deschise noi posibilităţi de prelucrare prin această metodă, ca strunjirea plană, tăierea canelurilor, strunjirea profilată etc.

Procedeele au fost încercate pe un strung electrolitic dotat cu o instalaţie electrică, capabilă să furnizeze un curent continuu de 3 000 A.

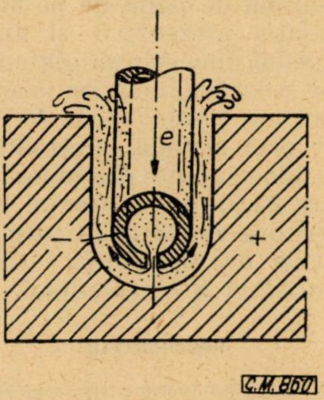


Fig. 6

Strungul lucrează în felul următor: electrolitul este forţat să circule între piesa care se roteşte şi electrodul sculă. Datorită dizolvării anodice, materialul de pe piesă este îndepărtat în imediata apropiere a electrodului sculă, în timp ce electrodul înaintează cu o viteză uniformă spre piesă (fig. 7).

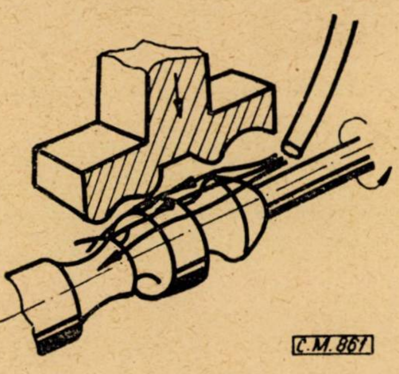


Fig. 7

Ca rezultat, suprafeţele interioare sau exterioare realizate sînt mai simetrice decît cele obţinute prin procedeul electrolitic cu piesa şi electrodul ficşi.

Construcţia strungului, cu excepţia axului principal, este identică cu aceea a strungului normal. Axul principal este confecţionat din bronz cu telur şi este conectat prin perii la polul pozitiv al generatorului de curent continuu. Axul este montat pe rulmenţi de precizie, pretensionaţi în interiorul păpuşii fixe şi etanşaţi cu grijă, pentru a nu pătrunde electrolitul coroziv sau ceaţa din spaţiul de lucru închis al strungului.

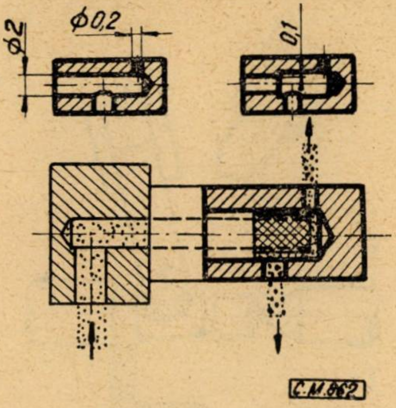


Fig. 8

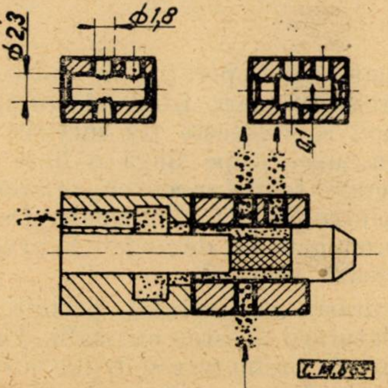


Fig. 9

Pe axul principal este fixată o flanşă de 200 mm diametru, avînd găuri de trecere şi găuri filetate care servesc pentru fixarea dispozitivelor de prindere a pieselor de prelucrat.

Spre deosebire de strungurile obişnuite, strungul electrolitic lucrează la o singură turaţie (200 rot/min). Schimbarea turaţiei este posibilă prin utilizarea roţilor de curea în trepte.

Cu strungul electrolitic s-au obţinut piese cu toleranţe de 10 μm, asperităţile suprafeţei fiind sub 0,2 μm.

Strunjirea electrolitică poate fi aplicată şi la construcţia maşinilor grele, datorită posibilităţilor de prelucrare în trepte.

Debavurarea electrolitică. Ultima operaţie de prelucrare a pieselor, debavurarea, este realizată destul de frecvent în mod manual. Aceasta în special la piesele cu contururi neregulate sau pentru piese cu suprafeţe greu accesibile pentru debavurare.

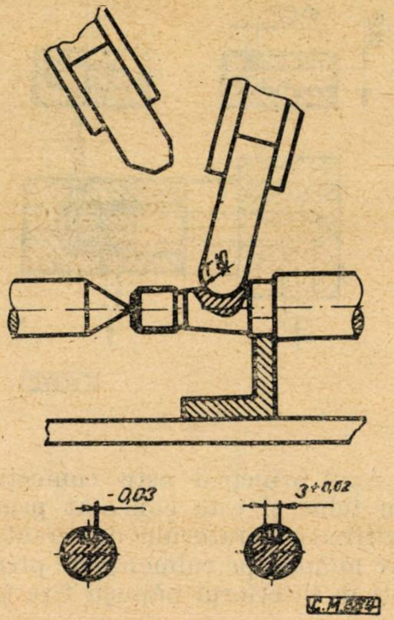


Fig. 10

Automatizarea operaţiei de debavurare necesită investiţii mari, fiind adesea imposibilă, astfel încît se foloseşte tot metoda manuală. De aceea, uneori, pe lîngă o linie automată de prelucrare, foarte modernă, se află locuri de muncă pentru prelucrări manuale. De exemplu, debavurarea găurilor de ungere la arborele cotit se realizează manual.

Debavurarea electrolitică permite posibilitatea înlăturării acestor anomalii. Pe lîngă un timp scurt de prelucrare se reduc şi cheltuielile pentru controlul de calitate. În plus, operaţia poate fi automatizată fără greutate. Se pot prelucra aproape toate metalele şi aliajele, sculele prezentînd o uzură practic nulă.

Instalaţia de debavurare este economică numai dacă, din punct de vedere constructiv, este astfel concepută, încît să poată fi adaptată uşor la un număr mare de piese diferite.

Tensiunea fiind foarte scăzută, protecţia personalului de deservire este asigurată. Prin forma specială a electrodului se influenţează procesul astfel încît se pot preleva cantităţi de metal precis stabilite.

În figura 8 se evidenţiază debavurarea electrolitică la o piesă cu gaură înfundată şi două găuri laterale. Se poate observa piesa înainte şi după debavurare, procesul de scoatere a materialului avînd loc numai în zona dintre piesă şi electrodul neizolat.

În figura 9 apare debavurarea electrolitică pentru o piesă cu gaură străpunsă şi trei orificii laterale, precum şi piesa înainte şi după debavurare.

În figura 10 se arată debavurarea electrolitică a canalului de pană de pe un arbore cu came, instalaţia prezentînd şi un dispozitiv pentru controlul dimensiunii obţinute.

În cadrul celor de mai sus s-au prezentat numai cîteva din posibilităţile de prelucrare a materialelor prin metoda electrolitică, metodă ce va putea înlocui multe din procedeele actuale de prelucrare dacă, pentru fiecare caz în parte, se vor determina regimurile optime de prelucrare, soluţiile de electroliţi corespunzătoare şi forma adecvată a electrodului.

BIBLIOGRAFIE

[1] În : Metalworking production, 106, sept 1962, p. 13—75.
[2] *Haggerty, A.* Electrochemical processing. În : Production Technology, nov 1963.
[3] *Spizig, I. S.* Das Elysiersenken, ein electrochemisches Abtragverfahren. În : Werkstattstechnik, nov 1963.
[4] *Schoffer, G.* Electrolytisches Entgraten, ein neues Verfahren zur Fertigungsrationalisierung. În : Werkstatt und Betrieb, dec 1963.

ÇZ 621.9.048.4

Contribuție la determinarea regimurilor optime de prelucrare cu scîntei electrice în funcție de mărimea suprafeței prelucrate

ALEXANDRU NICHICI

Optimizarea regimurilor de prelucrare, definite prin energia, durata și frecvența impulsurilor de curent electric [1], este una dintre problemele de actualitate în domeniul prelucrării cu scîntei electrice a materialelor electroconductoare.

În literatura de specialitate această problemă este abordată sub mai multe aspecte.

Astfel, de exemplu, sub aspectul parametrilor de funcționare ai generatorului de impulsuri (determinarea gradului de încărcare a condensatorului la generatoarele de relaxare, astfel încît randamentul generatorului, respectiv productivitatea prelucrării, să fie maxime) [2], [3].

Problema menționată mai este considerată și din punctul de vedere al caracteristicilor tehnologice ale prelucrării efectuate (determinarea regimului de prelucrare, astfel încît să fie exclusă posibilitatea apariției microfisurilor în stratul de suprafață al materialului prelucrat) [4], [5].

Influența mărimii suprafeței prelucrate asupra caracteristicilor tehnologice este neglijată în numeroase cazuri, uneori [6] fiind doar amintită fără a fi aprofundată și explicată.

În lucrarea de față se evidențiază influența cantitativă și calitativă a mărimii suprafeței prelucrate asupra productivității prelucrării și uzurii electrodului sculă, pentru cazul utilizării instalațiilor de prelucrare echipate cu generatoare de impulsuri de relaxare, lărgind prin aceasta definiția și posibilitățile de optimizare a regimurilor de prelucrare.

În figura 1 este reprezentată schema de principiu a unui generator de impulsuri de relaxare de tip RC, utilizat aproape în exclusivitate la instalațiile de prelucrare cu scîntei electrice, aflate în exploatare.

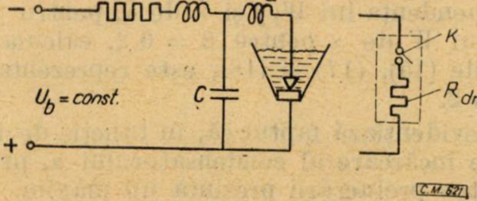


Fig. 1

În vederea analizării funcționării acestuia se admit unele ipoteze simplificatoare.

Astfel, spațiul de lucru, a cărui rezistență electrică este neliniară, este înlocuit, pentru studiu, printr-un întreruptor K cu acțiune instantanee, în serie cu rezistența dinamică medie R_{dm} a descărcării electrice prin scînteie.

Această ipoteză este justificată în principal de faptul că în primul stadiu al descărcării prin scînteie are loc o cădere rapidă (10^{-7} — 10^{-8} s) a tensiunii, de la valoarea inițială aplicată electrozilor pînă la o valoare intermediară mult mai mică, dependentă de parametrii circuitului de descărcare, a cărei variație în continuare pînă la stingerea descărcării este relativ redusă [7].

Întreruptorul K conectează atunci cînd tensiunea u_c la bornele condensatorului devine egală cu tensiunea de străpungere U_{st} a spațiului de lucru și deconectează atunci cînd u_c scade pînă la valoarea tensiunii de stingere a descărcării U_s.

Se notează :

$$\frac{U_{st}}{U_b} = \alpha \text{ și } \frac{U_s}{U_b} = \beta. \qquad (1)$$

Față de studiile similare din literatură [8], [9], ipoteza enunțată anterior prezintă avantajul că, fără a deforma interpretarea fenomenului, permite efectuarea, în limitele unor erori acceptabile, a unor calcule cu aplicabilitate practică.

Lichidul de lucru (dielectric) interpus între electrodul sculă și piesă este idealizat, în sensul că nu conduce curentul pînă în momentul străpungerii și nu își modifică proprietățile sub acțiunea descărcărilor electrice.

Pe baza acțiunii regulatorului automat de avans și în condițiile evacuării complete a produselor eroziunii din spațiul de lucru rezultă :

$$U_{st} = \text{const. și } U_s = \text{const.} \qquad (2)$$

Se mai face ipoteza că întreaga energie acumulată de condensator în stadiul de încărcare este utilizată pentru prelevarea de material în spațiul de lucru.

Apoi, în circuitele de încărcare, respectiv descărcare, ale generatorului, rezistențele firelor de legătură și de contact se consideră concentrate și incluse în R, respectiv în R_{dm}. Inductivitatea de dispersie din circuitul de încărcare L_i se neglijează $\left(R \gg 2\sqrt{\frac{L_i}{C}}\right)$.

În aceste condiții pentru circuitul de încărcare, în stadiul de acumulare a energiei $\int(\overline{E}\,\overline{dl})$ [10], se obține ecuația :

$$U_b = i_i R + \frac{1}{C}\int i_i \,\mathrm{d}t + \frac{Q_0}{C}, \qquad (3)$$

Pentru rezolvarea acestei ecuaţii în raport cu curentul de încărcare a condensatorului se aplică condiţiile de limită :

$$\text{la } t = 0,\ u_c = U_s \text{ şi la } t = \infty,\ u_c = U_b\,. \tag{4}$$

Rezultă :

$$i_i = \frac{U_b}{R}\,(1 - \beta)\,e^{-\frac{t}{RC}} \tag{5}$$

şi :

$$u_c = U_s + U_b\,(1 - \beta)\,(1 - e^{-\frac{t}{RC}}). \tag{6}$$

Durata stadiului de încărcare a condensatorului pînă la tensiunea U_{st} va fi deci :

$$t_1 = RC\,\ln\frac{1 - \beta}{1 - \alpha}. \tag{7}$$

Aplicînd $\int (\overline{E}\,\overline{dl})$ pentru circuitul de descărcare în stadiul de descărcare a condensatorului, fără a ţine seamă de energia transmisă în această perioadă de sursa de alimentare a generatorului înspre circuitul de descărcare, se obţine ecuaţia :

$$u_c - L_d\,\frac{\mathrm{d}i_d}{\mathrm{d}t} = i_d\,R_{dm}. \tag{8}$$

Condiţiile limită sînt :

$$\text{la } t = 0,\quad i_d = 0,\quad u_c = U_{st}$$

şi :

$$\text{la } t = \infty,\quad i_d = 0,\quad u_c = 0. \tag{9}$$

Pentru cazul $R_{dm} < 2\sqrt{\frac{L_d}{C}}$, existent în cazul prelucrării cu generatoare de impulsuri RC, rezultă :

$$i_d = \frac{U_{st}}{L_d}\,e^{-\Delta_1 t}\sin\sigma\,t \tag{10}$$

şi :

$$u_c = \frac{U_{st}}{\sigma\sqrt{L_d C}}\,e^{-\Delta_1 t}\cos(\sigma\,t - \theta), \tag{11}$$

unde :

$$\Delta_1 = \frac{R_{dm}}{2L_d};\ \sigma = \sqrt{\frac{1}{L_d\,C} - \left(\frac{R_{dm}}{2L_d}\right)^2};\ \operatorname{tg}\theta = \frac{\Delta_1}{\sigma}, \tag{12}$$

descărcarea condensatorului avînd caracterul unui proces oscilant de frecvenţă constantă şi amplitudine scăzătoare.

Practica prelucrării cu scîntei electrice în condiţiile generatoarelor de impulsuri RC arată că oscilaţiile se amortizează după prima semiundă negativă, adică la încheierea unei perioade complete de oscilaţie. Durata descărcării va fi deci :

$$t_2 = \frac{1}{f_2} = \frac{2\pi}{\sigma}. \tag{13}$$

Curentul ce trece prin spaţiul de lucru, direct de la sursa de alimentare, în stadiul de descărcare a condensatorului (neglijat mai sus) este :

$$i_s = \frac{U_b}{R + R_{dm}}. \tag{14}$$

Valoarea lui i_s este redusă, deoarece $R \gg R_{dm}$ pentru a împiedica trecerea descărcării prin scînteie în arc staţionar şi pentru a asigura o viteză de creştere a tensiunii la bornele condensatorului, în stadiul de încărcare, mai redusă decît viteza de deionizare a spaţiului de lucru.

De aceea, influenţa lui i_s asupra energiei impulsului de curent şi duratei descărcării poate fi neglijată.

Parametrii impulsului de curent generat în spaţiul de lucru vor avea deci valorile :

$$W = \frac{C\,(U_{st} - U_s)^2}{2} = \frac{CU_b^2}{2}\,(\alpha - \beta)^2,\quad \text{J}; \tag{15}$$

$$t_i = t_2 = \frac{2\pi}{\sigma},\quad \text{s}; \tag{16}$$

$$f = \frac{1}{t_1 + t_2} = \frac{1}{RC\ln\frac{1 - \beta}{1 - \alpha} + \frac{2\pi}{\sigma}},\quad \text{Hz}. \tag{17}$$

Cantitatea de material prelevată din piesa de prelucrat în unitatea de timp (productivitatea prelucrării) este proporţională cu puterea electrică mijlocie dezvoltată în spaţiul de lucru :

$$V = k\,W f = \frac{k\,C\,U^2\,(\alpha - \beta)^2}{2\left(RC\,\ln\frac{1 - \beta}{1 - \alpha} + \frac{2\pi}{\sigma}\right)}, \tag{18}$$

unde k este un coeficient de proporţionalitate determinat de constantele termofizice ale materialului electrozilor, ale lichidului de lucru şi de forma şi durata impulsului.

În mod obişnuit, productivitatea prelucrării se exprimă în mm³/min.

Dependenţa lui W, f şi V de α, pentru $\beta = 0$ şi a lui W de α pentru $\beta = 0{,}2$, calculată cu relaţiile (15), (17) şi (18), este reprezentată în figura 2.

Se evidenţiază faptul că, în funcţie de factorul de încărcare al condensatorului α, productivitatea prelucrării prezintă un maxim. Acest maxim corespunde valorii $\alpha = 0{,}71$ dacă descărcarea condensatorului este completă ($\beta = 0$) sau unor valori mai mari dacă condensatorul se descarcă numai parţial ($\beta \neq 0$).

În cazul generatoarelor de impulsuri de relaxare, pentru o treaptă de lucru dată, α depinde în mod esenţial, datorită participării directe a spaţiului de lucru la elaborarea impulsurilor, de condiţiile prelucrării, respectiv de starea spaţiului dintre sculă şi piesă.

O influenţă importantă asupra mediului dintre sculă şi piesă o prezintă mărimea suprafeţei de interacţiune respective S, datorită faptului că sub acţiunea descărcărilor electrice în spaţiul de lucru se introduc gaze provenite din descompunerea lichidului dielectric şi particule metalice de dimensiuni mici rezultate din eroziunea electrozilor.

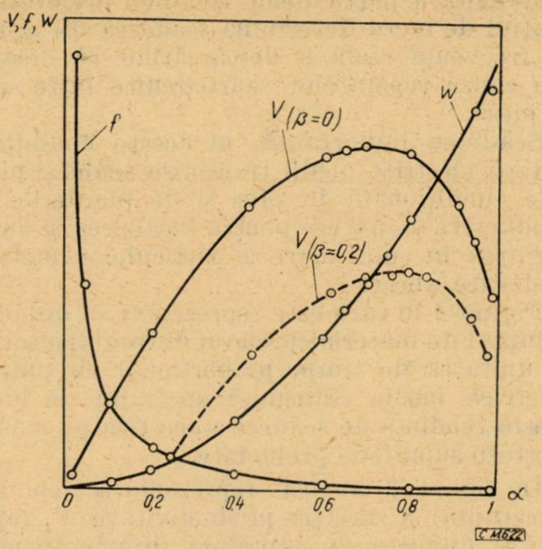


Fig. 2

În funcţie de mărimea suprafeţei de interacţiune şi în raport cu valoarea optimă reglată, factorul de încărcare α al condensatorului creşte, pînă la o anumită mărime a suprafeţei S, datorită gazelor ce ocupă în totalitate sau în mare parte spaţiul de lucru, avînd o rigiditate dielectrică mai mare decît lichidul de lucru. Factorul de încărcare scade, pe măsura creşterii lui S, datorită staţionării mai îndelungate a particulelor prelevate în spaţiul de lucru ca urmare a înrăutăţirii condiţiilor de evacuare a acestora şi datorită creşterii probabilităţii ca perechi de puncte de pe sculă şi piesă să se afle la distanţe minime şi egale cu lungimea disruptivă corespunzătoare tensiunii aplicate.

După cum rezultă din figura 2, deplasarea, indiferent de sens, a lui α faţă de valoarea optimă reglată, micşorează puterea electrică medie introdusă în spaţiul de lucru şi deci productivitatea prelucrării.

Consideraţiile de mai sus evidenţiază posibilitatea existenţei unui maxim de productivitate pentru o anumită valoare a mărimii suprafeţei de interacţiune electrod-piesă.

Pe de altă parte, întrucît în condiţii date o anumită valoare a lui S determină un anumit α şi, respectiv, o anumită energie a impulsului de curent transmisă spaţiului de lucru, este probabil ca maximului productivităţii să-i corespundă un minim al uzurii sculei. Aceasta deoarece, la durată constantă a impulsului de curent, volumul de metal prelevat din piesă şi sculă este direct proporţional cu energia absorbită prin canalul descărcării.

Dată fiind complexitatea fenomenelor ce însoţesc şi determină descărcările electrice nestaţionare în medii lichide, nu a fost deocamdată posibilă deducerea unei ecuaţii care să lege în mod explicit productivitatea de mărimea suprafeţei de prelucrat (în ecuaţia (18) această legătură este realizată prin intermediul factorilor α şi β).

Pentru a determina concret modul direct în care se manifestă dependenţa productivităţii şi uzurii sculei de mărimea suprafeţei prelucrate şi pentru a stabili căile de utilizare a acesteia la optimizarea proceselor de prelucrare cu scîntei electrice s-a utilizat cercetarea experimentală.

În acest scop a fost utilizată o instalaţie de prelucrare cu scîntei electrice Erosimat C produsă în R.P.U., avînd o putere nominală de 3 kW. S-au executat găuri străpunse cu o secţiune transversală variind între 25 şi 1 000 mm^2 în plăci din oţel C 120 de 4 mm grosime, netratat termic. Electrozii sculă au fost confecţionaţi din fontă cenuşie Fc 18 [11]. Caracteristicile treptelor de lucru folosite apar în tabela 1.

Tabela 1

Treapta de lucru	Tensiunea de mers în gol U_0, V	Tensiunea de străpungere U_{st}, V	C, μF	Curentul de scurtcircuit I, A
I	320 ÷ 360	130 ÷ 170	50	13,5
II	320 ÷ 360	130 ÷ 170	30	5,6
III	320 ÷ 360	130 ÷ 170	18	3,5

Ca lichid de lucru s-a folosit petrolul. Suprafaţa de interacţiune S dintre sculă şi piesă a fost apreciată ca fiind egală cu suprafaţa transversală a electrodului sculă. Variaţia lui S, pe măsura pătrunderii electrodului sculă în piesă, a fost neglijată, dată fiind grosimea redusă a pieselor prelucrate.

Variaţia productivităţii prelucrării V (mm^3/min) în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate S (mm^2), pentru cele trei regimuri de prelucrare aplicate, este reprezentată în figura 3 (linie continuă).

Se remarcă, după cum era de aşteptat pe baza consideraţiilor expuse, faptul că aceste curbe admit maxime corespunzătoare anumitor mărimi ale suprafeţelor prelucrate.

Cu cît energia impulsurilor de curent este mai mare, maximele se repartizează pe un domeniu mai larg al mărimii suprafeţelor prelucrate. O dată cu creşterea energiei impulsurilor se constată, de asemenea, o deplasare a maximelor spre valori mai ridicate ale mărimii suprafeţei. Raportul dintre valorile maximă şi minimă ale productivităţii, în cadrul aceleiaşi trepte de lucru, variază între 1,35 şi 1,67.

Alura curbelor din figura 3 se explică prin variația puterii electrice medii transmise spațiului de lucru, respectiv piesei, de către generatorul de impulsuri.

La suprafețe prelucrate mici, gazele rezultate din descompunerea lichidului dielectric umplu

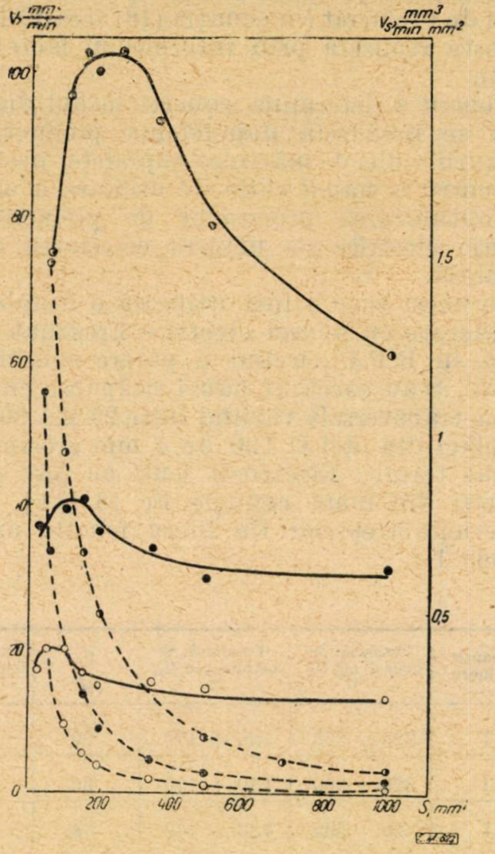


Fig. 3

aproape în întregime spațiul de lucru ; α crește față de valoarea reglată, iar frecvența descărcărilor scade foarte mult deoarece, pentru a obține creșterea tensiunii pînă la valoarea necesară străpungerii în noile condiții, este necesar un timp relativ lung (punctul de funcționare se deplasează spre porțiunea asimptotică a curbei exponențiale $u_c = f\ (t)$). În plus, din cauza instabilității funcționării și a inerției regulatorului automat de avans, generatorul de impulsuri lucrează în mod prelungit în gol (în special) și în scurtcircuit.

Productivitatea redusă, obținută la suprafețe mici, este determinată deci de puterea electrică scăzută introdusă în spațiul de lucru (fig. 4) și de utilizarea ei incompletă pentru prelevarea materialului piesei (efectul eroziv al descărcărilor electrice în gaze este mai mic decît în lichid).

La un regim de prelucrare dat, deci la un volum de gaze format în spațiul de lucru bine determinat, pe măsura creșterii suprafeței, crește probabilitatea ca descărcările să se realizeze exclusiv în lichid, deci ca generatorul să lucreze în condiții optime, efectul eroziv al descărcărilor fiind maxim.

Pe de altă parte însă, pe măsura creșterii suprafeței prelucrate, condițiile de evacuare a produselor eroziunii se înrăutățesc. Staționarea prelungită a particulelor metalice prelevate în spațiul de lucru determină scăderea lui α, fără ca frecvența reală a descărcărilor să crească, din cauza repetatelor scurtcircuite între sculă și piesă.

Scăderea importantă, în aceste condiții, a puterii electrice medii transmise sculei și piesei este condiționată în plus și de pierderile neproductive de putere pentru încălzirea și dezintegrarea în continuare a particulelor metalice prelevate anterior.

Figura 4 în care este reprezentat în ordonată volumul de material prelevat din ambii electrozi în unitatea de timp, proporțional cu puterea electrică medie transmisă spațiului de lucru, atestă tendința de scădere a acesteia pe măsura creșterii suprafeței prelucrate.

În figura 3 a fost reprezentată (cu linie întreruptă) și variația productivității V_s raportată la unitatea de suprafață (mm³/min·mm²) în funcție de mărimea suprafeței prelucrate și pentru regimurile de lucru utilizate.

Întrucît la prelucrarea cu scîntei electrice, la un moment dat, poate avea loc o singură descărcare în spațiul de lucru, înseamnă că un volum aproximativ constant de material prelevat în unitatea de timp se raportează la suprafețe din ce în ce mai mari. De aici caracterul hiperbolic (de gradul 2) al acestor curbe.

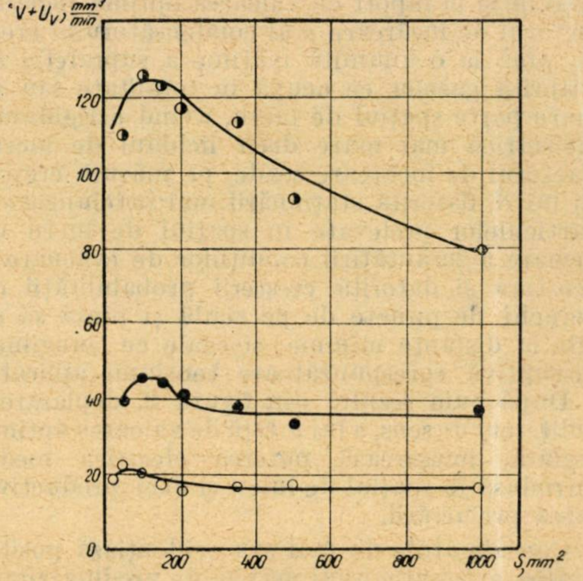


Fig. 4

În cadrul cercetărilor experimentale descrise, în paralel cu determinarea productivității prelucrării, au fost efectuate măsurări și asupra uzurii electrodului sculă U_v (mm³/min), respectiv asupra uzurii raportate la unitatea de suprafaţă U_{vs} (mm³/min·mm²). Rezultatele acestor măsurări sînt reprezentate în figura 5 cu linie continuă, respectiv întreruptă.

Se constată, aşa cum s-a preconizat în cele menţionate mai sus, că în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate, uzura electrodului sculă prezintă un minim ce se suprapune în mare măsură cu maximul existent la curba corespunzătoare a productivităţii prelucrării. Cu cît regimul de prelucrare este mai dur, minimul se desfăşoară pe o zonă mai largă din punct de vedere al mărimii suprafeţei şi se deplasează spre valori mai ridicate ale acesteia.

Variaţia uzurii electrodului sculă cu mărimea suprafeţei prelucrate se explică prin modificarea în funcţie de S, în condiţii date, a raportului în care se repartizează între anod şi catod puterea electrică introdusă în spaţiul de lucru.

Se evidenţiază faptul că acţiunea simultană a dependenţei productivităţii prelucrării şi a uzurii electrodului sculă de mărimea suprafeţei prelucrate, pentru o treaptă dată a instalaţiei de prelucrare, determină posibilitatea realizării unor operaţii tehnologice de prelucrare în condiţii de productivitate maximă, pe de o parte, şi de precizie maximă, pe de altă parte, întrucît uzura relativă a sculei u_v obţine valori extrem de reduse la corelarea justă a regimului de lucru (energiei impulsurilor) cu mărimea suprafeţei prelucrate (fig. 6).

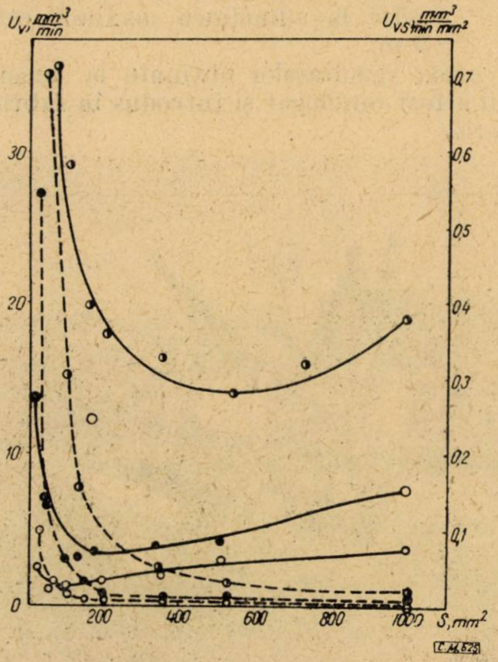


Fig. 5

În acest sens se defineşte, de fapt, regimul optim de prelucrare cu scîntei electrice în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate.

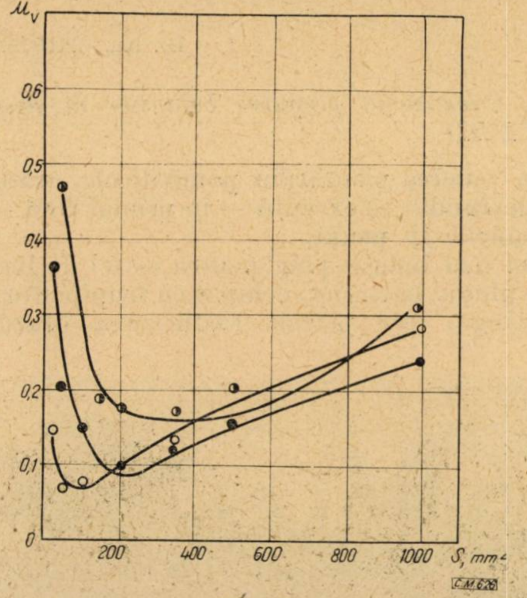


Fig. 6

Avantajele tehnico-economice ale optimizării propuse impun ridicarea, deocamdată pe cale experimentală, pentru fiecare tip de instalaţie de prelucrare cu scîntei electrice şi pentru toate treptele de lucru, a curbelor $V=f(S)$, $U_v=f(S)$ şi $u_v=f(S)$ şi trasarea pe baza acestora a unor curbe de loc geometric pentru utilizarea optimă a instalaţiei de prelucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Elektroiskrovaia obrabotka metallov. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., Vîp. 2, 1960, p. 7—35.

[2] *Levinson, E. M.* Elektroerozionnaia obrabotka metallov. Lenizdat, 1961, p. 24.

[3] *Kovacs, I.* Szikraforgácsoló berendezések egyenfeszültsegü generátorai. În: Elektrotechnika, 1962, köt. 55, nr. 4, L. 165—171.

[4] * * * Elektroiskrovaia obrabotka metallov. Izd. Acad. Nauk. S.S.S.R., Vîp. 2, 1960, p. 114—119.

[5] *Wendell, L. R.* şi *Walton, L. R.* When tools made by electro-erosion fail. În : Metalworking production, 1964, nr. 20, p. 56—57.

[6] *Clement, G.* Anwendung technologischer Kennwerte für Funkenerosionmaschinen. În : Fertigungstehnik und Betrieb 14, nr. 6, 1964, p. 352—355.

[7] *Abramson, I. S.* şi *Gheghecikori, N. M.* Osţillograficeskie issledovania iskrovogo razriada. În : Jurnal experimentalnoi i teoreticeskoi fiziki, Vîp. 4, T. 21, 1951.

[8] *Zolotîh, B. N.* Fiziceskie osnovî elektroiskrovoi obrabotki metallov. Gostehteorizdat, 1953.

[9] *Livşit, A. L.* şi *Rogacev, I. S.* Gheneratorî periodiceskih impulsov silnogo toka. Gosenergoizdat, 1959.

[10] *Andronescu, P.* Curs de electricitate şi electrotehnică, partea a II-a. Timişoara, Editura institutului politehnic, 1953.

[11] *Nichici, A.* şi *Vega, I.* Influenţa materialului sculei asupra caracteristicilor tehnologice la prelucrarea cu scîntei electrice a orificiilor profilate în piese din oţel C 120. În: Bul. st. şi tehn. al IPT, 1964, tom. 9 (23), f. 3.

CZ 631.312.52 : 621.01

Probleme de echilibru în plan vertical la plugul balansier de desfundat

Dr. ing. CHIRIAC VASILIU şi LUCIAN NEGUŢ

1. *Construcţia plugului balansier de desfundat PBD*

În vederea plantărilor pomiviticole, arăturile de desfundat se execută — în primul rînd — pe terenurile în pantă.

Cel mai indicat plug pentru astfel de lucrări este plugul balansier, echipat cu trupiţe dreapta şi stînga, care permit răsturnarea brazdelor în acelaşi sens, indiferent de sensul de deplasare pe curba de nivel, la capătul brazdei nemaifiind necesară întoarcerea plugului.

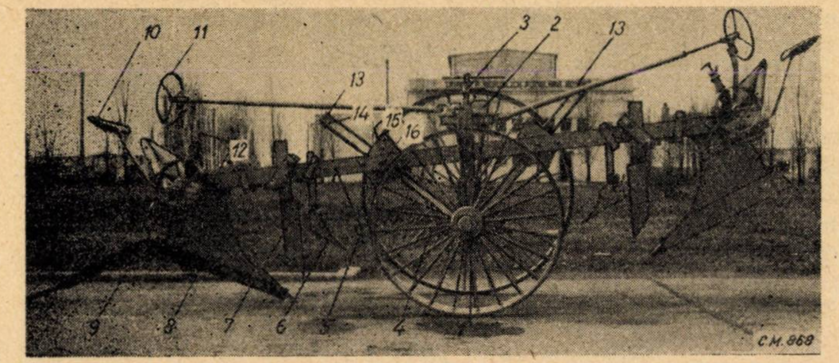


Fig. 1

Pentru nevoile agriculturii, Întreprinderea de prototipuri de maşini agricole a Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini a construit plugul balansier de desfundat PBD (fig. 1), care a fost încercat în condiţii de laborator — cîmp şi de exploatare [1].

Acest plug se compune — în mare — din trenul de rulare şi cadrul cu organele de lucru.

Trenul de rulare este format din două roţi inegale *1*, cadrul trenului *4*, pe care sînt articulate două culise *13* de legătură cu cadrul plugului, mecanismul de direcţie *2* şi mecanismul de reglare a adîncimii şi a poziţiei de lucru *3*. Diferenţa maximă de nivel a celor două roţi este de 650 mm, ecartamentul fiind de 1660 mm.

Cadrul cu organele de lucru se compune din două grinzi *5*, dispuse paralel, distanţate între ele prin antretoaze, astfel încît să fie posibilă atît deplasarea liberă a celor două culise *13*, în limitele impuse de distanţierii *14* şi antretoazele *16*, cît şi fixarea corespunzătoare a organelor de lucru — antetrupiţele *6*, cuţitele lungi *7* şi trupiţele *8*. Pentru fixarea trupiţelor se utilizează un sistem de articulare cu bolţurile *12*, în jurul cărora trupiţele pot fi rotite în plan vertical, în sensul modificării unghiului de aşezare a brăzdarului faţă de fundul brazdei. La extremităţile cadrului se găsesc roţile de limitare a adîncimii de lucru *9*, scaunele *10* şi volanul *11*.

Trupiţele sînt prevăzute cu dălţi, care asigură o mai bună pătrundere în sol, protejează vîrful brăzdarului şi măresc stabilitatea plugului în plan vertical şi orizontal.

Tractarea plugului se face prin cablu, de către tractoare pe şenile de 100—130 CP.

Lăţimea de lucru este de 55—60 cm, adîncimea maximă de lucru de 65—70 cm în sol uşor, 60 cm în sol mijlociu şi 50 cm în sol greu.

Cormana este de tip cultural cu generatoare curbe.

În timpul încercărilor de laborator (fig. 2) s-au obţinut arături care corespund cerinţelor agrotehnice (tabela 1).

Profilul transversal al arăturii executate la adîncimea maximă este arătat în figura 3; distanţa pe orizontală pînă la introducerea trupiţei la adîncimea maximă este de 5 m.

În urma rezultatelor obţinute la încercări, plugul a fost omologat şi introdus în fabricaţia de serie.

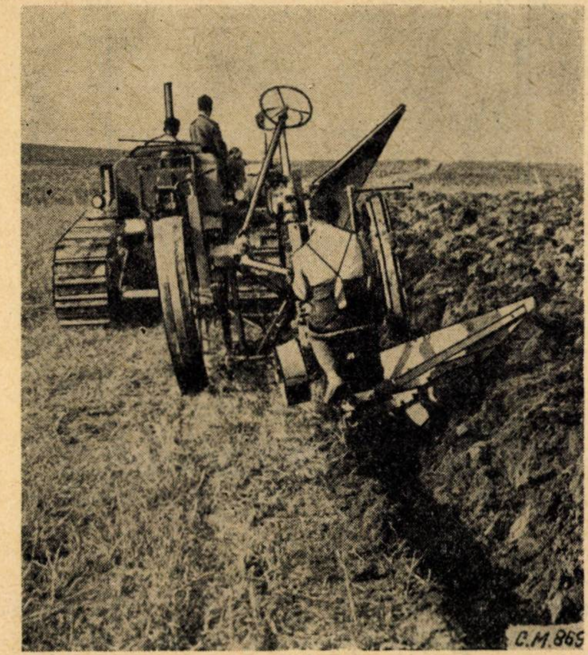


Fig. 2

2. *Echilibrul plugului*

O caracteristică a acestui tip de plug este prinderea cadrului pe trenul de rulare, realizată, aşa cum s-a arătat, prin intermediul a două

Tabela 1

Tipul solului	Adîncimea de lucru a, cm	Lăţimea medie de lucru b, cm	Grosimea stratului de sol de pe fundul brazdei, cm	Înălţimea crestelor, cm	Gradul de: afînare, %	Gradul de: mărunţire, %	Gradul de: acoperire a resturilor vegetale, %
	55,0	57,8	0—2	8—14	26	95	100
Uşor	62,2	57.4	0—3	8—15	31	92	100
	66,6	57,6	0—5	10—16	33	87	100
Mijlociu	60,7	58	0—4	10—17	34	81	100
Greu	51,6	61,6	0—3	14—19	29	55	100

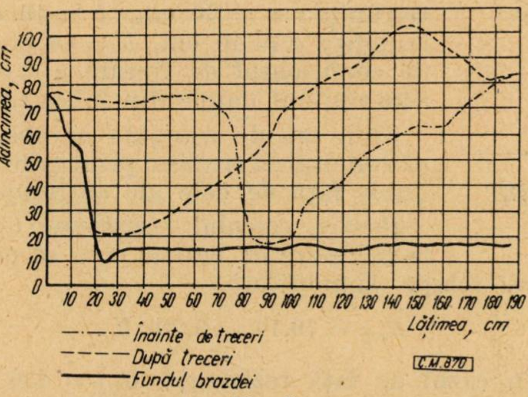


Fig. 3

culise, care determină poziţia corectă a organelor de lucru, atît faţă de fundul brazdei, cît şi faţă de peretele brazdei. După cum se vede în figura 1, cele două culise sînt ghidate între cele două grinzi, suprafaţa de ghidare fiind majorată cu plăcile *15*. În plan vertical, cele două culise pot determina diferite poziţii ale cadrului plugului faţă de sol, caracteristice fiind însă poziţiile de transport, de lucru şi de balansare.

2.1. *Echilibrul în transport.* În timpul transportului cadrul plugului ocupă o poziţie aproximativ paralelă cu suprafaţa solului (fig. 4).

În această poziţie, întreaga greutate a cadrului plugului G_c, care poate fi considerată concentrată la jumătatea acestuia, este preluată de limitatorii inferiori ai celor două culise, forţele C_d şi C_s ce apar în acestea rezultînd uşor din poligonul de forţe. Poziţia este stabilă atît timp cît roţile plugului nu întîlnesc un obstacol care să determine o valoare a unghiului α, format de reacţiunea N cu verticala, mai mare decît valoarea unghiului γ, format de rezultanta R a forţelor C_d' (ca rezultantă a forţelor G_c şi T) cu greutatea trenului de rulare G_{TR} (fig. 5).

Dacă obstacolul este atît de mare încît $\alpha > \gamma$, trenul de rulare va rămîne în urmă faţă de cadrul plugului pînă la terminarea cursei permisă de culisa din stînga (fig. 6). După cum se vede, principiul constructiv folosit satisface condiţiile de transport, prin simpla cuplare a cadrului plugului la tractor.

2.2. *Echilibrul în lucru.* Pentru studiul echilibrului plugului în lucru este necesară cunoaşterea rezistenţelor care acţionează pe antetrupiţă, pe cuţitul lung şi pe trupiţa principală.

Mărimea şi dispunerea în spaţiu a forţelor care acţionează asupra trupiţelor plugului depind de forma cormanei, de lăţimea şi adîncimea de lucru, precum şi de natura şi starea solului [2], [3].

Rezistenţa maximă opusă de sol la înaintarea unui corp de plug cu cormană poate fi (cu suficientă aproximaţie *) calculată cu relaţia:

$$R_x = K a b,$$

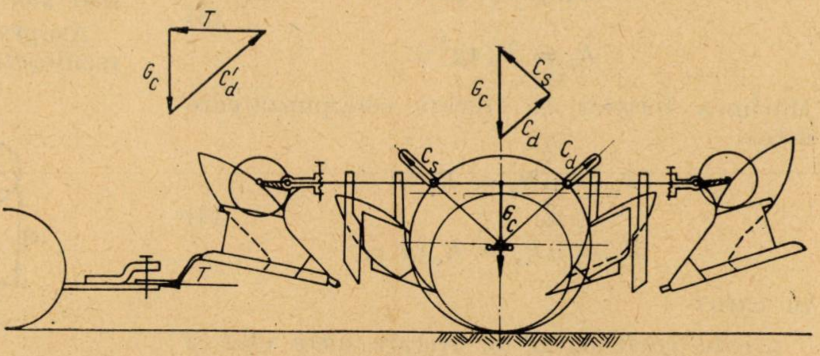


Fig. 4

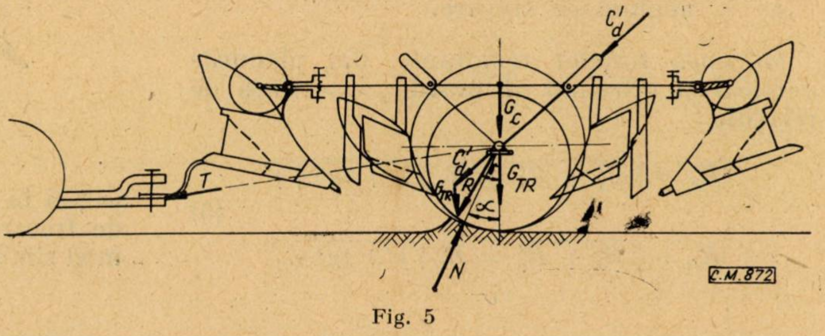


Fig. 5

în care:

K este rezistenţa specifică la arat, kgf/cm²;

a — adîncimea de lucru, cm;

b — lăţimea de lucru, cm.

---

* Relaţia trebuie să ţină seamă şi de viteza de deplasare, fiind de forma $R_x = K a b + \varepsilon a b v V^2$.

Mărimea forţei rezultante care acţionează în spaţiu se poate determina (fig. 7) dacă sînt cunoscute unghiurile φ şi ψ, folosind relaţia :

$$R = \frac{R_x}{\cos\varphi \cdot \cos\psi}. \qquad (2)$$

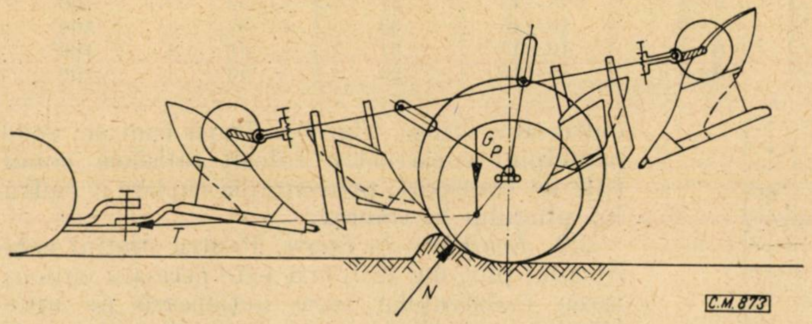


Fig. 6

Unghiurile φ şi ψ variază în funcţie de natura solului. Astfel, $\varphi = 11\ldots17°$, valoarea minimă fiind pentru solurile uşoare, iar $\psi = 15\ldots22°$, valoarea minimă fiind pentru solul greu.

Datorită poziţiei forţei rezultate, trupiţa este apăsată pe peretele vertical şi pe fundul brazdei, mărimea acestor apăsări fiind :

$$\begin{aligned} R_y &= R_x \operatorname{tg} \varphi; \\ R_z &= R_x \operatorname{tg} \psi. \end{aligned} \qquad (3)$$

Mărimea forţelor de frecare corespunzătoare este :

$$\begin{aligned} R_{yf} &= \mu R_y = R_y \operatorname{tg} \rho'; \\ R_{zf} &= \mu R_z = R_z \operatorname{tg} \rho, \end{aligned} \qquad (4)$$

în care :

μ este coeficientul de frecare între oţel şi pămînt ;

ρ — unghiul de frecare.

Mărimea forţelor rezultante, din planurile vertical şi orizontal al brazdei, este dată de relaţiile :

$$\begin{aligned} R_v &= \sqrt{R_x^2 + R_z^2} = R_x \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \psi}; \\ R_H &= \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = R_x \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}. \end{aligned} \qquad (5)$$

Poziţia punctului de aplicaţie D al forţei rezultante generale R este determinată de coordonatele $h = 0{,}315\ a$ şi $l = 0{,}465\ b$. Aceste relaţii se folosesc pentru determinarea acţiunii rezistenţelor solului asupra trupiţei şi antetrupiţei.

Considerînd un sol greu, cu rezistenţa specifică la arat $K = 0{,}9$ kgf/cm^2, valorile medii $\varphi = 14°$ şi $\psi = 16°$, şi ţinînd seamă de parametrii trupiţelor plugului PBD : antetrupiţa : $a = 30$ cm, $b = 40$ cm ; trupiţa : $a = 40$ cm, $b = 60$ cm, şi de coeficientul de frecare $\mu = 0{,}45$, s-au obţinut datele din tabela 2.

Cum era de aşteptat se observă că solicitările trupiţei principale sînt duble faţă de cele ale antetrupiţei.

Pentru calculul rezistenţei opuse la înaintare de cuţitul lung se poate folosi relaţia simplificată :

$$R_{CL} = (0{,}14\ldots0{,}20)\ R_x. \qquad (6)$$

În cazul de faţă rezistenţa $R_{CL} = 430$ kgf este orizontală şi aplicată la jumătatea adîncimii de lucru a cuţitului lung.

În timpul lucrului, asupra celor trei organe acţionează în plan vertical forţele determinate mai sus (fig. 8).

Asupra antetrupiţei, în punctul D_{AT}, lucrează rezultanta R_{VAT}, obţinută prin compunerea proiecţiei în plan vertical a rezultantei şi a forţei de frecare dintre plan şi peretele brazdei. În mod similar, asupra trupiţei lucrează forţa R_{VT},

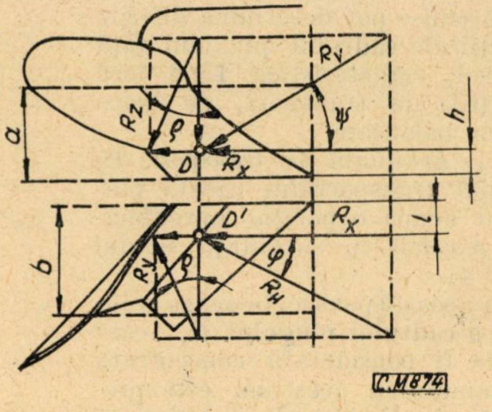


Fig. 7

Tabela 2

Corpul de plug	Simbol	R_x, kgf	R, kgf	R_y, kgf	R_z, kgf	R_{yf}, kgf	R_{zf}, kgf	R_v, kgf	R_H, kgf	Coordonatele	
										h, cm	l, cm
Antetrupiţa	AT	1 080	1 160	269	310	121	140	1 125	1 110	18,7	9,45
Trupiţa	T	2 160	2 320	538	620	242	280	2 250	2 220	28	12,6

cu punctul de aplicaţie în D_T. Rezultanta forţelor R_{VAT} şi R_{VT} trece printre punctele D_{AT} şi D_T, la o distanţă determinată conform metodei de determinare a poziţiei rezultantei a două forţe paralele şi de acelaşi sens.

Se obţine astfel rezultanta R_V care, compusă cu forţa R_{CL}, ca rezistenţă la înaintare a cuţitului lung, determină rezultanta rezistenţelor organelor de lucru R_D.

În afara forţei R_D, asupra cadrului plugului mai acţionează greutatea cadrului plugului G_{CP}, cu punct de aplicaţie la jumătatea lungimii cadrului, reacţiunea solului asupra roţii de sprijin N_{RS}, considerată ca făcînd un unghi de aproximativ 10° cu verticala şi avînd punctul de aplicaţie în faţa diametrului vertical al roţii şi forţa de tracţiune F, exercitată de tractor asupra plugului prin intermediul cablului şi aplicată în punctul O, prin intermediul celor două culise.

Pentru determinarea acestor forţe se prelungeşte forţa R_D pînă la verticala care reprezintă linia de acţiune a forţei G_{CP} şi se compune determinîndu-se forţa R. Prin punctul O_1 al roţii de sprijin se duce o dreaptă care face un unghi de 10° cu verticala şi se prelungeşte această dreaptă pînă ce intersectează direcţia forţei R în punctul P. Pentru echilibru forţa R'_P, exercitată de trenul de rulare asupra cadrului plugului în punctul O, va trebui să treacă prin punctul P, deci forţa R'_P va fi egală şi de sens contrar cu rezultanta R_P a forţelor R şi N_{RS}. Aşadar, cunoscînd direcţia rezultantei R_p, care se va găsi pe linia ce uneşte punctele O şi P, direcţia forţei N_{RS} care se găseşte pe dreapta ce uneşte punctul O_1 şi P, cum şi mărimea şi direcţia forţei R, se poate determina mărimea forţelor N_{RS} şi respectiv R_p.

Mărimea forţei din cablu F, a cărei direcţie nu poate fi decît de-a lungul acestuia, se poate determina, deoarece se cunosc forţa R_P, cum şi direcţia forţei N'_{RT} (reacţiunea solului asupra roţilor de transport) care trece prin punctul O_2 plasat în faţa diametrelor verticale ale roţilor de transport. Se determină deci atît mărimea forţei F, cît şi a forţei N_{RT}.

Forţele C_S şi C_D pot fi determinate, deoarece ele lucrează în lungul culiselor care sînt articulate la ambele capete, rezultanta lor fiind forţa R'_p.

Forţele care acţionează asupra organelor de lucru au fost trasate la scară în figura 8 pentru ca echilibrul plugului să fie determinat grafic.

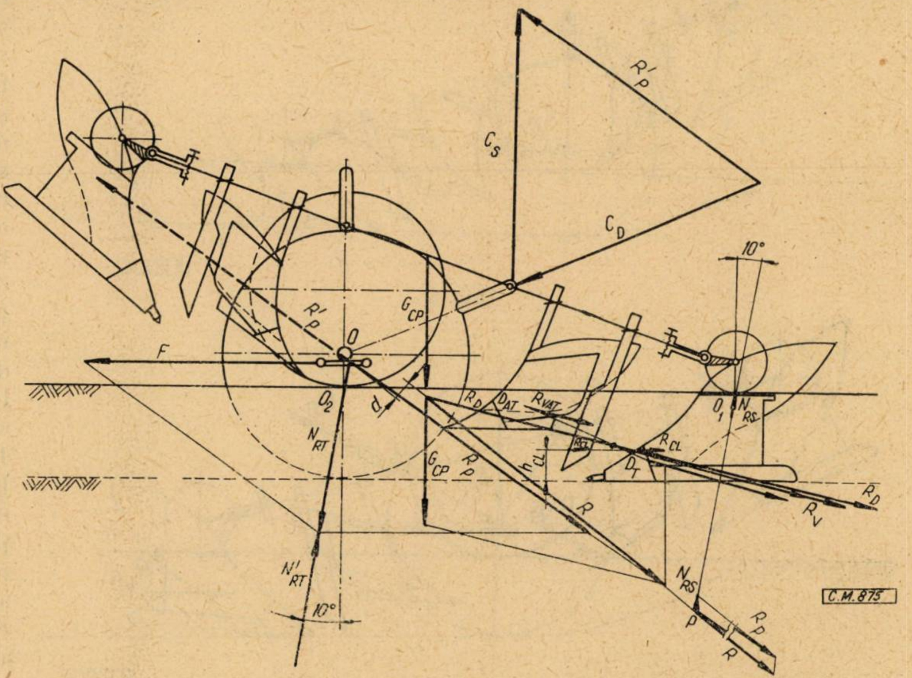


Fig. 8

Este interesant de menţionat că plugul va fi stabil în lucru atît timp cît direcţia forţei R va trece pe deasupra punctului O de legătură a cadrului plugului cu trenul de rulare, deci atît timp cît distanţa d va avea o valoare pozitivă. Dacă distanţa d devine negativă, adică dacă direcţia forţei R trece pe sub punctul O, reacţiunea N_{RS} a solului asupra roţii de sprijin devine negativă, deci va fi îndreptată în jos, ceea ce înseamnă că plugul nu mai este în echilibru şi adîncimea de lucru se va micşora, roata de sprijin pierzînd contactul cu solul.

Pentru datele iniţiale ($G_{CP} = 2000$ kgf, $\psi = 16°$, $K = 0{,}9$ kgf/cm², $a = 70$ cm) realizarea adîncimii de lucru este asigurată.

Distanţa d poate fi influenţată prin mărimea greutăţii G_{CP} şi prin direcţia şi poziţia în plan vertical a rezultantei organelor de lucru R_D. În cazul trupiţei, direcţia rezultantei R_T poate fi influenţată prin modificarea unghiului de aşezare a trupiţei faţă de fundul brazdei, folosind sistemul de reglare (fig. 1).

Prin metoda grafoanalitică prezentată se determină, în afară de condiţiile de echilibru în plan vertical, toate forţele mai importante care lucrează asupra organelor principale ale plugului în timpul lucrului, făcînd posibil calculul de dimensionare a acestora.

2.3. *Echilibrul la balansare.* Pentru inversarea sensului de deplasare, plugul este balansat, fiind aduse în brazdă organele de lucru opuse. În acest scop, la capătul parcelei se detaşează cablul de tractare, se întoarce tractorul şi se leagă din nou cablul de plug, pentru tractarea în sens opus (fig. 9).

Procesul de degajare din sol a organelor de lucru din dreapta şi de angajare în brazdă a celor din stînga se produce în două faze distincte. În prima fază, din cauză că plugul este angajat în sol prin organele de lucru din dreapta, deplasarea acestora în direcţie orizontală sau verticală este împiedicată ; ca urmare se va deplasa numai trenul de rulare, împreună cu cele două culise. Prin deplasarea capătului inferior al culisei din stînga o dată cu trenul de rulare, în sensul impus de tractor, cadrul plugului se va coborî o dată cu culisa din stînga, rotindu-se în jurul punctului de sprijin format de grupul de organe de lucru angajate în sol. Această fază durează pînă la terminarea cursei libere a culisei din dreapta (fig. 10).

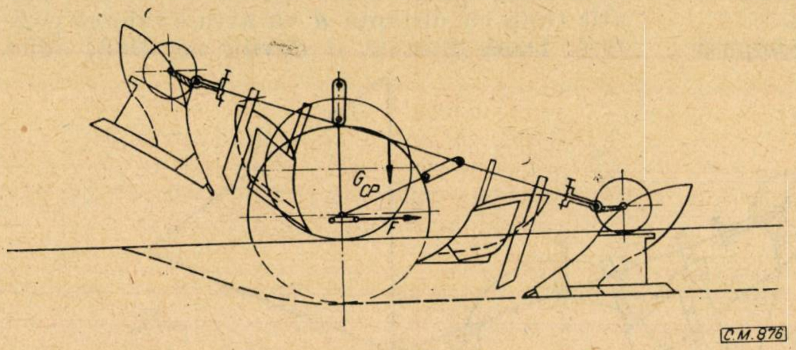


Fig. 9

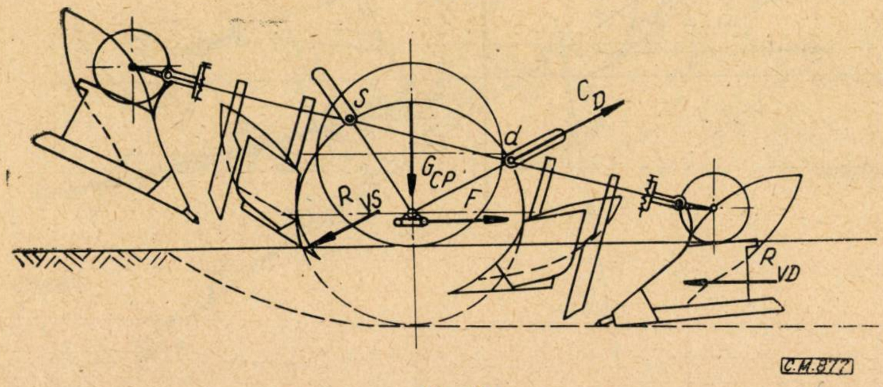


Fig. 10

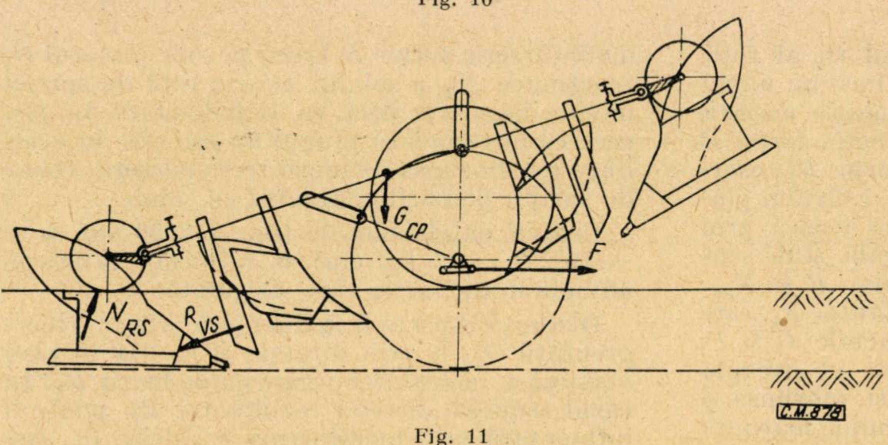


Fig. 11

Lungimea culiselor este astfel aleasă, încît, spre sfîrşitul cursei libere a culisei din dreapta, organele de lucru din stînga vin în contact cu solul, şi se angajează în adîncime numai în măsura impusă de greutatea aferentă a cadrului plugului.

Continuînd să se deplaseze în sensul forţei F, exercitate de tractor prin cablul de legătură, trenul de rulare începe să exercite asupra cadrului plugului o forţă C_D, aplicată în punctul d şi a cărei direcţie este, evident, de-a lungul culisei. Pentru ca, sub acţiunea acestei forţe, cadrul plugului să ocupe poziţia corespunzătoare angajării normale în sol a organelor de lucru din stînga, este necesar ca forţele G_{CP}, C_D, R_{VD}, şi R_{VS} să creeze un moment care să provoace degajarea din sol a organelor de lucru din dreapta şi angajarea în sol a celor din stînga. În figura 10 se observă că, în timp ce forţele C_D şi R_{VS} dau un moment care tinde să rotească cadrul plugului în sens invers acelor de ceasornic, obligînd plugul să se angajeze în sol, forţa R_{VD} tinde să rotească cadrul plugului în sens invers.

Din acest motiv plugul se va deplasa o porţiune în poziţia din figura 10 pînă cînd forţa R_{VD} se va micşora ca urmare a degajării trupiţelor din sol, permiţînd ca momentul dat de forţele C_D şi R_{VS} să rotească cadrul plugului pînă la poziţia corespunzătoare lucrului normal al trupiţelor din stînga (fig. 11).

3. *Concluzii*

Analiza grafoanalitică a echilibrului în plan vertical al plugului balansier de desfundat PBD demonstrează utilitatea calculelor inginereşti în rezolvarea rapidă a problemelor de această natură.

Cu această ocazie s-a dovedit — şi teoretic — că modul de prindere a cadrului pe trenul de rulare şi construcţia plugului asigură un echilibru stabil în planul vertical, în toate condiţiile de sol şi în toate poziţiile plugului. Aceasta a condus la realizarea unor arături de adîncime constantă în timpul lucrului şi la o uşoară deplasare a agregatului plug-tractor în transport.

BIBLIOGRAFIE

[1] S.I.M.A. Referat privind încercarea plugului balansier de desfundat PBD. 1964.

[2] *Schilling, E.* Landmaschinen, B.2. Köln,V. Schilling, 1962.

[3] *Vasiliu, Ch.* Calculul şi construcţia maşinilor agricole, vol. 1. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1961.

CZ 621.791.75.001

Cercetări privind influența curenților de frecvență ridicată asupra arcului electric de sudare

PETRE SONEA și ION SONEA

Cercetările teoretice și experimentale au arătat că prin aplicarea unui curent de înaltă frecvență arcului electric de sudare se pot obține importante modificări asupra calității cusăturilor sudate și a tehnologiei de sudare.

Fenomenele care au loc în arcul electric de sudare prin suprapunerea unui curent de înaltă frecvență peste arcul electric de frecvență normală sînt complexe, studiul lor putînd conduce la îmbunătățirea caracteristicilor de sudare.

Este cunoscut faptul că [1], [2], [3] pentru o menținere continuă a arcului în curent alternativ este necesar ca tensiunea de alimentare să fie defazată înaintea curentului de sudare : defazarea trebuie să aibă o asemenea valoare încît la trecerea prin zero a curentului arcului, tensiunea sursei să fie mai mare sau egală cu tensiunea necesară amorsării arcului (fig. 1). Aceasta se poate obține prin introducerea unei inductivități în circuitul de sudare.

Prin introducerea unei rezistențe ohmice (fig. 2) în circuitul de sudare, menținerea arcului este intermitentă, ea avînd loc atunci cînd $U_a < U_s$.

Deci amorsarea arcului are loc în momentul în care tensiunea sursei este egală cu tensiunea de amorsare a arcului, iar întreruperea arcului atunci cînd tensiunea sursei devine mai mică decît tensiunea de lucru a arcului.

Arcurile de lungime mică sînt mai stabile în curent alternativ atunci cînd se mențin în medii gazoase cu tensiuni de ionizare mai mici decît în curentul continuu. Tensiunea de amorsare scade, la creșterea curentului de sudare, datorită creșterii temperaturii arcului și a gradului de ionizare a intervalului arcului [4], [5].

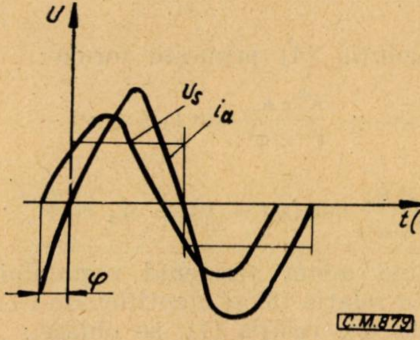


Fig. 1

Condițiile de reamorsare diferă în funcție de caracteristicile termofizice ale electrodului sau după cum piesa sau electrodul este catod sau anod.

Componenta continuă din curba curentului are o influență negativă asupra calității îmbinării sudate, prin micșorarea adîncimii de pătrundere și prin creșterea consumului de electrozi datorită măririi tensiunii arcului și temperaturii electrodului.

Micșorarea vîrfurilor de amorsare din curba tensiunii arcului se poate obține prin mărirea frecvenței curentului sau prin suprapunerea peste curentul de sudare a unui curent de înaltă frecvență. Cercetările în acest domeniu [1] au arătat că prin multiplicarea frecvenței de 4—5 ori, prin generatoare rotative, nu se obțin rezultate concludente și numai la frecvențe de 1—5 kHz se obțin anumite îmbunătățiri.

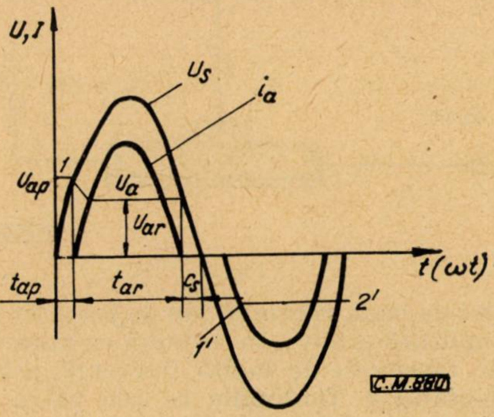


Fig. 2

În gama de 5—10 kHz (spectrul sonor), aparatele produc un zgomot cu repercusiuni asupra protecției muncii.

La încercările experimentale ale autorilor s-au utilizat frecvențe între 8 și 24 kHz.

Prin îmbunătățirea condițiilor de ionizare în intervalul arcului s-a obținut o stabilitate mai bună a arcului în curent alternativ, cu influențe favorabile asupra caracteristicilor fizico-mecanice ale cusăturii sudate.

Dacă la sudarea automată sub strat de flux se suprapune arcului electric un curent alternativ de înaltă frecvență (8—24 kHz) de intensitate variabilă, se constată următoarele fenomene : arcul electric se amorsează foarte repede ; curentul componentei de 50 Hz crește aproximativ cu 15% ; tensiunea scade cu circa 5—6 V, corespunzător cu caracteristica externă a generatorului ; arcul electric devine mai strălucitor și stabil ; în gama frecvenței sonore arcul electric emite un ton ascuțit, în funcție de frecvența și tensiunea componentei suprapuse ; la frecvențe ultrasonore experiența arată că în arcul electric se produc oscilații subarmonice care intră în spectrul sonor; caracteristicile fizico-mecanice ale cusăturilor sudate se îmbunătățesc.

Schema de principiu a arcului electric de sudare cu oscilații electrice de înaltă frecvență este reprezentată în figura 3, în care tensiunea arcului de bază, continuă sau de joasă frecvență este aplicată printr-o inductanță cu miez de fier *1*, iar tensiunea de înaltă frecvență printr-un condensator *2*. Tensiunile la cele patru borne trebuie să fie astfel alese încît sensul curenților să fie aditiv în arcul electric. În general, tensiunea generatorului de înaltă frecvență este mai mare decît tensiunea generatorului de joasă frecvență.

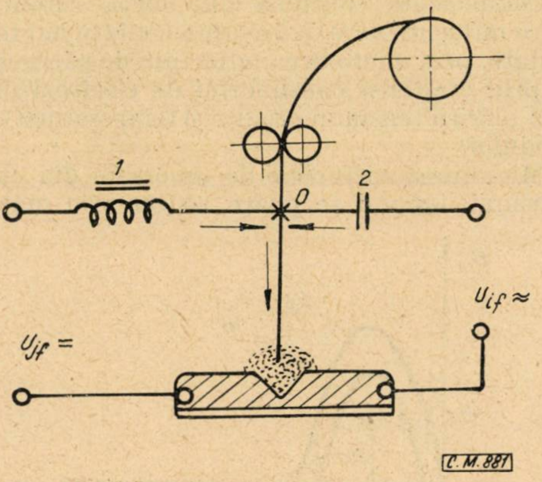


Fig. 3

În cele ce urmează se va încerca explicarea pe cale matematică a observațiilor experimentale făcute, prin trei procedee diferite, particularizate, fiecare din ele scoțînd în evidență o anumită latură a fenomenului.

Influența frecvenței. Pentru explicarea observațiilor experimentale asupra influenței frecvenței se propun, într-o primă aproximație, următoarele ipoteze simplificatoare:

— arcul electric de bază are o frecvență atît de mică în comparație cu frecvența componentei suprapuse, încît, sub influența sa, particulele execută o mișcare de translație, ciocnindu-se de moleculele gazului, Δl fiind drumul liber parcurs între două ciocniri succesive;

— toate particulele ionizate au raportul dintre sarcina electrică și masă constant: $\varepsilon = \frac{q}{m} = const.$

— cîmpul electric are o evoluție armonică de pulsație constantă;

— mișcarea are loc într-un mediu cu proprietăți liniare și se neglijează agitația termică.

Cu aceste ipoteze, mobilitatea particulelor este [6], [7]:

$$K_e = \alpha\varepsilon \frac{\Delta l}{v},$$

unde v este viteza medie a particulei, ecuația mișcării putînd fi pusă sub forma:

$$\frac{K_e}{\varepsilon}\frac{d^2 x}{d t^2} = K_e\, E_0 \sin(\omega t + \gamma) - \frac{dx}{dt}, \qquad (1)$$

unde γ reprezintă faza inițială a cîmpului electric.

Aranjînd termenii în ordinea derivării se obține:

$$\frac{d^2 x}{d t^2} + \frac{\varepsilon}{K_e}\frac{dx}{dt} = \varepsilon E_0 \sin(\omega t + \gamma). \qquad (2)$$

Integrala generală a acestei ecuații diferențiale se compune dintr-o integrală reprezentînd soluția particulară a acestei ecuații privitoare la regimul permanent și dintr-o integrală generală a ecuației omogene referitoare la regimul liber:

$$x = A_1 \sin(\omega t + \gamma + \psi) + A_2\, e^{\frac{t}{\tau}}, \qquad (3)$$

unde A_1, A_2, ψ și τ urmează a fi determinate. Rezolvarea ecuației se face printr-un artificiu, observînd că soluția (3) se poate pune sub forma [8], [9], [10]:

$$x = B_1 \sin(\omega t+\gamma) + B_2 \cos(\omega t+\gamma) + A_2\, e^{\frac{t}{\tau}}. \qquad (4)$$

Se introduce această soluție (fără termenul liber) în relația (2).

După identificare rezultă:

$$B_1 = -\frac{K_e^2\, \varepsilon\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2}; \quad B_2 = -\frac{K_e\, \varepsilon^2\, E_0}{\omega(\varepsilon^2 + \omega^2)}. \qquad (5)$$

Dar cum termenul liber din relația (4) reprezintă integrala generală a ecuației (2) omogene, se obține după înlocuire:

$$\tau = -\frac{K_e}{\varepsilon}. \qquad (6)$$

Astfel soluția (4) primește forma:

$$x = -\frac{K_e^2\, \varepsilon\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2} \sin(\omega t + \gamma) -$$

$$-\frac{K_e\, \varepsilon^2\, E_0}{\omega(\varepsilon^2 + \omega^2)} \cos(\omega t + \gamma) + A_2\, e^{-\frac{\varepsilon}{Ke} t}. \qquad (7)$$

Dezvoltînd acum termenul regimului permanent din relația (3) și identificîndu-l cu același termen din relația (7), se obține:

$$A_1 \sin\psi = -\frac{K_e\, \varepsilon^2\, E_0}{\omega(\varepsilon^2 + \omega^2)}; \; A_1 \cos\psi = -\frac{K_e^2\, \varepsilon\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2}. \qquad (8)$$

Împărțind aceste relații, se găsește parametrul ψ:

$$\psi = \text{arc tg}\, \frac{\varepsilon}{K_e\, \omega}. \qquad (9)$$

Extrăgînd radicalul din suma pătratelor relaţiilor (8) se găseşte expresia amplitudinii oscilaţiei particulei :

$$A_1 = E_0\, K_e\; \varepsilon \frac{\sqrt{\varepsilon^2 + K_e^2\, \omega^2}}{\omega\, (\varepsilon^2 + \omega^2)}\,. \qquad (10)$$

Astfel, sub forma (3) soluţia ecuaţiei diferenţiale este :

$$x = \frac{E_0\, K_e \varepsilon \sqrt{\varepsilon^2 + K_e^2\, \omega^2}}{\omega\, (\varepsilon^2 + \omega^2)} \sin\,(\omega t + \gamma + \psi) + A_2\, \mathrm{e}^{-\frac{\varepsilon}{K_e}\, t}. \qquad (11)$$

Rămîne să se stabilească constanta A_2 din condiţiile iniţiale ale problemei. La $t = 0$, $x = 0$, de unde rezultă :

$$A_2 = -\frac{E_0\, K_e\; \varepsilon \sqrt{\varepsilon^2 + K_e^2\, \omega^2}}{\omega\, (\varepsilon^2 + \omega^2)} \sin\,(\gamma + \psi). \qquad (12)$$

Cu (12) integrala generală a ecuaţiei (2) devine :

$$x = \frac{E_0\, K_e\; \varepsilon \sqrt{\varepsilon^2 + K_e\, \omega^2}}{\omega\, (\varepsilon^2 + \omega^2)} \Big[\sin\,(\omega t + \gamma + \psi) - \mathrm{e}^{-\frac{\varepsilon}{K_e}\, t} \sin\,(\gamma + \psi)\Big]. \qquad (13)$$

Discuţia acestei soluţii este similară cu regimul tranzitoriu al curentului într-un dipol receptor, rezistiv şi inductiv, supus la o tensiune armonică la borne. Adică la $\gamma + \psi = 0$ sau $\gamma + \psi = \pm\, \pi$, particula execută numai o mişcare oscilatorie cu frecvenţa $f = \frac{\omega}{2\pi}$ şi de amplitudine dată de relaţia (10).

La $\gamma + \psi = \pm \frac{\pi}{2}$, peste componenta oscilatorie se suprapune la $t = 0$ o componentă de translaţie amortizată care atinge, după un sfert de perioadă, valoarea amplitudinii regimului permanent. Se observă că factorul de amortizare este cu atît mai mare cu cît mobilitatea K_e este mai mică.

Examinînd viteza particulei dată de forţele cîmpului electric, se găseşte din (7) :

$$v = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = \frac{K_e\; \varepsilon^2\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2} \sin\,(\omega t + \gamma) - \frac{K_e^2\, \varepsilon\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2}\, \omega \cos\,(\omega t + \gamma) - \frac{\varepsilon A_2}{K_e}\, \mathrm{e}^{-\frac{\varepsilon}{K_e}\, t}\, . \qquad (14)$$

Adică, din cauza ciocnirilor particulei de moleculele gazului, viteza are două componente : una în fază cu intensitatea cîmpului electric şi alta defazată în urmă cu $\frac{\pi}{2}$.

Exprimînd densitatea curentului de convecţie $\overline{J} = n\, q\, \overline{v}$ produs de n particule în mişcare ordonată, de sarcină q şi viteză $\overline{v}$, în regim permanent, se obţine :

$$\overline{J}_a = n \frac{1}{m^2} \frac{K_e\; q^3\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2} \sin\,(\omega t + \gamma)\,;$$

$$\overline{J} = n \frac{1}{m} \frac{K_e^2\, q^2\, E_0}{\varepsilon^2 + \omega^2}\, \omega\, \sin\left(\omega t + \gamma - \frac{\pi}{2}\right). \qquad (15)$$

Prima componentă produce în arcul electric o putere activă de forma $P = ri^2$ care se suprapune peste puterea sursei arcului de bază şi contribuie la încălzirea suplimentară a arcului, justificată prin strălucirea deosebită a arcului, observată experimental. A doua componentă măreşte reactivitatea arcului electric şi este direct proporţională cu frecvenţa. Dacă frecvenţa componentei suprapuse este foarte mare, contribuţia primei componente în comparaţie cu cea de-a doua este dominantă şi ca urmare arcul electric este foarte puţin influenţat de descărcarea suplimentară de înaltă frecvenţă. Aceasta este de fapt şi justificarea influenţei mai mari produsă de gama frecvenţelor cuprinse între 8 şi 24 kHz decît de cele foarte înalte.

Influenţa tratamentului arcului electric de sudură asupra vitezei iniţiale. Ipotezele simplificatorii efectuate în primă aproximaţie au drept scop să explice alegerea gamei de frecvenţe din domeniul acustic şi ultraacustic, însă îndepărtează fenomenul de realitate, prin liniarizarea ecuaţiei. De aceea, în a doua aproximaţie, se stabileşte o ecuaţie care descrie mai corect fenomenul. Pentru aceasta se examinează mişcarea particulei, arcul fiind considerat în ipoteza unui mediu vîscos de vîscozitate cinematică constantă. Se consideră că mişcarea se supune legii Stokes—Navier :

$$m \frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} = 6\, \pi\, r\, \eta\, W, \qquad (16)$$

unde :

m este masa particulei ;
r — raza particulei ;
η — coeficientul de vîscozitate cinematică a mediului, ;
W — viteza relativă a particulei, de forma :

$$W = K_e\, E_0\, \sin\left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda}\, x\right) - \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + v_0 \qquad (17)$$

în care :

v_0 este componenta vitezei mişcării de translaţie în lungul arcului, dată de toate celelalte forţe, cu excepţia forţelor cîmpului de înaltă frecvenţă ;
λ — lungimea de undă a acestor oscilaţii.

Cu (17) ecuaţia mişcării devine :

$$m \frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} = 6\, \pi\, r\, \eta \left[K_e\, E_0\, \sin\left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda}\, x\right) - \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + v_0\right]. \qquad (18)$$

Efectuînd schimbarea de variabilă :

$$\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} x = u,$$

derivînd de două ori și înlocuind în (18), rezultă :

$$\frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}t^2} + 2\,\sigma_1 \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t} + \sigma_2^2 \sin u = \sigma_3, \qquad (19)$$

unde :

$$\sigma_1 = \frac{3\pi r \eta}{m};\; \sigma_2^2 = \frac{4\pi^2 \sigma_1}{\lambda} K_e E_0;\; \sigma_3 = \frac{4\pi \sigma_1}{\lambda}(V_p - V_0), \qquad (20)$$

$V_p = \lambda f$ fiind viteza de propagare a oscilațiilor în arcul electric.

Ecuația (19) se poate rezolva dezvoltînd sin u în serie Fourier și se rețin unul sau doi termeni. Pentru determinarea vitezei particulei este suficient dacă se reține primul termen al dezvoltării. Astfel ecuația (19) devine :

$$\frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}t^2} + 2\,\sigma_1 \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t} + \sigma_2^2\, u = \sigma_3. \qquad (21)$$

Soluția acestei ecuații din tabele [8] este :

$$u = (C_1\, \mathrm{e}^{\Delta t} + C_2\, \mathrm{e}^{-\Delta t})\, \mathrm{e}^{-\sigma_1 t} + \frac{\sigma_3}{\sigma_2^2}, \qquad (22)$$

unde $\Delta = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}$, iar C_1 și C_2 sînt constantele de integrare. Pentru determinarea lor se pune următoarea condiție : la $t = 0$ particula se găsește la $x = \frac{\pi}{4}$ și $u = -\frac{\pi}{2}$ deci :

$$C_1 + C_2 + \frac{\sigma_3}{\sigma_2^2} = -\frac{\pi}{2}. \qquad (23)$$

Din derivata în raport cu timpul pentru $t = 0$ a relației (22) se obține :

$$\omega = \frac{2\pi}{\lambda} V_0 = -\sigma_1 (C_1 + C_2) + \Delta (C_1 - C_2), \qquad (24)$$

deoarece :

$$\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t} = \omega - \frac{2\pi}{\lambda} V_0.$$

După rezolvarea ecuațiilor (23) și (24) și revenind la variabila x se obține următoarea relație :

$$x = \frac{\lambda}{2\pi} (\theta_1\, \mathrm{e}^{-\sigma_1 t} \operatorname{sh} \Delta t - \theta_2\, \mathrm{e}^{-\sigma_1 t} \operatorname{ch} \Delta t + \theta_3), \qquad (25)$$

unde :

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} + \frac{\sigma_3}{\sigma_2^2};\; \theta_2 = \frac{\omega - \frac{2\pi}{\lambda} V_0 - \theta_1 \sigma_1}{\Delta};$$

$$\theta_3 = \omega t - \frac{\sigma_3}{\sigma_2^2}. \qquad (26)$$

Discuția ecuației (25) se poate face în funcție de valorile pe care le pot lua σ_1 și σ_2. Astfel, dacă $\sigma_2 > \sigma_1$, particula este antrenată într-o mișcare periodică amortizată, cu un factor constant σ_1 care depinde de raza și masa particulei și de vîscozitatea cinematică a mediului. Dacă se egalează ecuația (25) cu $\frac{\lambda}{4}$, iar $t = 0$, rezultă :

$$V_0 = V_P + \left(\frac{\lambda^2}{4\pi} \Delta - \lambda \frac{\sigma_1}{2}\right)\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \frac{\sigma_3}{\sigma_2^2}\right). \qquad (27)$$

Dacă :

$$\frac{\sigma_1}{\Delta} = \frac{\lambda}{2\pi} \text{ sau } \frac{\sigma_1}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}} = \frac{\lambda}{2\pi},$$

atunci $V_0 = V_P$ și viteza inițială a particulei este foarte mare. Pentru ionii cu masă mare această condiție nu este îndeplinită, deoarece $\sigma_1 > \sigma_2$ și mișcarea are un pronunțat caracter aperiodic. Pentru ionii cu masă mică $\sigma_2 > \sigma_1$ mișcarea este periodică amortizată. La intensități mari ale cîmpului electric vitezele sînt suficient de mari pentru ca particulele, în ciocnirile succesive, să se fragmenteze și să existe deci tendința ca o mare parte din particule să execute mișcări oscilatorii amortizate.

Determinarea intensității cîmpului electric și a tensiunii. Calculul aproximativ al tensiunii oscilației de înaltă frecvență aplicate la bornele arcului se poate face dacă se consideră ecuația (18) în cazul oscilațiilor mici, pentru care :

$$\sin \frac{2\pi}{\lambda} x = \frac{2\pi}{\lambda} x;\; \cos \frac{2\pi}{\lambda} x = 1. \qquad (28)$$

Într-adevăr, această ipoteză poate fi acceptată deoarece raportul amplitudinilor oscilației de înaltă frecvență și a celei de joasă frecvență este mai mic decît 1/100. Din dezvoltarea termenului $\sin\left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda} x\right)$, cu (28) și cu schimbarea variabilă :

$$x = \xi\, \mathrm{e}^{-\sigma_1 t} = \xi\, \mathrm{e}^{-\frac{\sigma_1}{\omega}\omega t} = \xi\, \mathrm{e}^{-\frac{\sigma_1}{\omega} z}, \qquad (29)$$

se obține [9], [10], [11] :

$$\frac{\mathrm{d}^2 \xi}{\mathrm{d}z^2} + \left[2 \frac{\sigma_1 K_e E_0}{V_P} \cos z - \left(\frac{\sigma_1}{\omega}\right)^2\right] \xi =$$

$$= \frac{2\sigma_1}{\omega}\left(K_e E_0 \sin z + \frac{V_0}{\omega}\right) \mathrm{e}^{\frac{\sigma_1}{\omega} z}. \qquad (30)$$

Aceasta este o ecuație neliniară de tip Mathieu cu membrul al doilea. Considerînd ecuația omogenă :

$$\frac{\mathrm{d}^2 \xi}{\mathrm{d}z^2} + (\mu \cos z - \lambda)\, \xi = 0, \qquad (31)$$

unde :

$$\mu = 2 \frac{\sigma_1 K_e E_0}{V_P} \text{ și } \lambda = -\left(\frac{\sigma_1}{\omega}\right)^2; \qquad (32)$$

pentru ca soluţia ecuaţiei (31) să fie una din funcţiile Mathieu, λ şi μ trebuie să fie valori proprii ale ecuaţiei omogene, adică :

$$\lambda = -\frac{1}{2}\mu^2 + \frac{7}{32}\mu^4 \tag{33}$$

ceea ce cu (32) se scrie :

$$-\left(\frac{\sigma_1}{\omega}\right)^2 = -\frac{1}{2}\left(\frac{2\sigma_1 K_e}{V_P}E_0\right)^2 + \frac{7}{32}\left(\frac{2\sigma_1}{V_P}E_0\right)^4 . \tag{34}$$

Aranjînd termenii în raport cu puterea lui E_0 şi rezolvînd ecuaţia bipătrată obţinută, se găseşte, cu ajutorul ecuaţiei (20), amplitudinea oscilaţiei de înaltă frecvenţă :

$$E_0 = \pm\frac{2}{3\pi}\frac{V_P m}{r\eta K_e}\left[\frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} - 2\left(\frac{r\eta}{mf}\right)^2}\,\right]^{1/2} . \tag{35}$$

Reţinînd primul termen din paranteză se obţine pentru amplitudinea cîmpului electric relaţia aproximativă :

$$E_0 \approx \pm\frac{\sqrt{2}}{3\pi}\frac{m}{r\eta K_e}V_P , \tag{36}$$

a cărei valoare efectivă, considerînd variaţia armonică a cîmpului electric, este :

$$E \approx \frac{1}{3\pi}\frac{m}{r\eta K_e}V_P . \tag{37}$$

Cunoscînd valoarea efectivă a cîmpului se poate determina tensiunea oscilaţiei de înaltă frecvenţă la bornele arcului. Dacă d este distanţa dintre electrozi şi presupunînd că această distanţă este foarte mică, pentru a se putea considera cîmpul uniform, valoarea efectivă a tensiunii este :

$$U \approx \frac{1}{3\pi}\frac{md}{r\eta K_e}V_P . \tag{38}$$

Acestei valori a tensiunii îi corespunde o oscilaţie a particulei sincronă cu cîmpul.

La intensităţi mari ale cîmpului electric particula este supusă periodic la acceleraţii şi frînări puternice. Forţele cîmpului depăşesc uneori coeziunea particulei şi aceasta se fragmentează pînă la dimensiuni pentru care forţele de coeziune depăşesc forţele cîmpului.

Fragmentarea nu se produce dintr-odată. La început particula se alungeşte şi se contractă elastic din ce în ce mai puternic, apoi se rupe. Fragmentele continuă să oscileze sincron cu cîmpul pînă ce forţele care le imprimă mişcarea de translaţie le scot din cîmp.

Determinarea intensităţii cîmpului electric şi a tensiunii pentru ca particula să oscileze subsincron se poate face plecînd de la relaţia între valorile proprii λ şi μ a ecuaţiei Mathieu :

$$\lambda = \frac{1}{4} + \frac{1}{2}\mu - \frac{1}{8}\mu^2 \ldots \tag{39}$$

Cu ecuaţia (32) se obţine un trinom de gradul doi în E_0 :

$$-\left(\frac{\sigma_1}{\omega}\right)^2 = \frac{1}{4} + \frac{1}{2}\frac{2\sigma_1}{V_P}K_e E_0' - \frac{1}{8}\left(\frac{2\sigma_1}{V_P}E_0'\right)^2, \tag{40}$$

prin a cărui rezolvare se obţine :

$$E_0' = \frac{V_P}{K_e\sigma_1}\left[1 + \left(\frac{3}{2} + 2\left(\frac{\sigma_1}{\omega}\right)^2\right)^{1/2}\right] . \tag{41}$$

Neglijînd termenul de sub radical rezultă :

$$E_0' \approx \pm\frac{1}{3\pi}\frac{m}{r\eta}V_P . \tag{42}$$

Comparînd cu expresia (36) se obţine $E_0 = \frac{\sqrt{2}}{K_e}E_0'$. Corespunzător acestei valori a intensităţii cîmpului electric, valoarea efectivă a tensiunii, în aceste ipoteze, este :

$$U \approx \frac{1}{3\sqrt{2}\pi}\frac{md}{r\eta}V_P . \tag{43}$$

Adică, presupunînd că intensitatea cîmpului electric este suficient de mare ca particula să oscileze sincron cu cîmpul, la micşorarea intensităţii cîmpului de $\sqrt{2}/K_e$ ori şi la frecvenţă constantă, mişcarea particulei iese din sincronism producînd un ton care intră în spectrul sonor cu toate că oscilaţia este în banda de frecvenţe ultrasonore.

Din relaţia (38) se desprinde că se poate determina o astfel de valoare a tensiunii oscilaţiilor suprapuse în arcul electric încît particula să se fragmenteze pînă la o dimensiune căreia îi corespunde o masă predeterminată. Natural că de la o anumită valoare în sus a tensiunii, fragmentarea particulelor duce la o creştere a ionizării. În aceste condiţii curentul în arc creşte din ce în ce mai mult pînă la limita puterii generatorului de joasă şi înaltă frecvenţă. Dacă acesta din urmă are o putere suficientă, descărcarea degenerează în plasmă şi fenomenele se petrec diferit de cele examinate prin procedeele arătate, întrucît mişcarea agitaţiei termice devine considerabil mai mare decît cea ordonată de forţele cîmpului electric.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ghelman, A. S.* Kontactnaia electrosvarka. Moscova, Maşghiz, 1949.

[2] *Micloşi, C.* şi colectiv. Sudarea metalelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[3] *Königshofer, Th.* Die Lichtbogen. Schweissmaschinen. Berlin, Technischer Verlag. Herbert Gram, 1955.

[4] *Vlasov, V. F.* Elektronnie i ionnie probori. Moscova, Sviazizdat, 1960.

[5] *Rudaz, M.* Soudage automatique sous flux gazeux avec électrode refractaire. In : Soudure, nr. 4, 1962.

[6] *Kapțov. N. A.* Electronica (trad. din limba rusă). București, Editura tehnică, 1956.

[7] *Bădărău, E.* Fizica descărcărilor în gaze. București, Ed. Academiei R.P.R., 1958.

[8] *Fletcher, A. F.* și *Miller, C. P.* An Index of Mathematical Tables. New York, 1946.

[9] *Iahnke u. Emde.* Tabele de funcțiuni. Moscova, Fizmașghiz, 1959.

[10] *Rîjic, Gradstei.* Tabele de integrale. București, Editura tehnică, 1955.

[11] * * * Handbuch der Phisik. Tom. VIII, 1, 2. Berlin, Springer, 1959—1963.

[12] *Meixner Schäfke.* Mathieuse Functionen u. Sfäroidfunctionen. Berlin, Springer, 1954.

[13] *Mac Laclan.* Theory and Application of Mathieu Function. Oxford, 1947.

LEFORDITVA
6005 057/67

CZ 621.791.763.1 : 631.3

Sudarea prin puncte topite sub flux în fabricația de mașini agricole

ILIE VASILE

Procedeul de sudare prin puncte topite sub flux (electronituirea) a fost introdus în uzinele ,,Semănătoarea'' în anul 1961. Ulterior, procedeul a fost extins astfel încît astăzi cuprinde aproape toate produsele fabricate de uzină, numărul de puncte sudate prin noul procedeu variind în funcție de posibilitățile constructive ale ansamblurilor diferitelor produse.

După cum se știe [2], [3], [4], procesul de electronituire constă în executarea de puncte topite prin descărcarea unui arc electric de intensitate mare sub strat de flux, cu topirea vîrfului sîrmei-electrod și a piesei superioare în punctul de sudat și cu pătrunderea băii de sudură în piesa inferioară, realizîndu-se astfel îmbinarea celor două piese; la partea superioară, prin topirea sîrmei-electrod, se formează capul de electronit proeminent iar pătrunderea asigură punctului rezistența necesară.

În comparație cu nituirea, procedeul de electronituire prezintă avantajul că nu mai necesită găurirea tablelor. La sarcini statice și dinamice, electroniturile au o rezistență mecanică cu mult superioară niturilor, procedeul prezentînd o productivitate mult mai mare și un preț de cost mai redus; de asemenea, aspectul electroniturilor este mai estetic decît al niturilor. În plus, zgomotul produs de operația de nituire este înlăturat.

În comparație cu sudarea electrică prin presiune prin puncte, procedeul de electronituire prezintă avantajul unei rezistențe mecanice a punctului de sudură mai mare, procedeul putînd fi aplicat la table negre sau chiar acoperite cu un grund subțire.

Electronituirea poate înlocui cu bune rezultate chiar îmbinările sudate cînd sudurile sînt scurte sau întrerupte sau în cazul cînd deformațiile ansamblurilor sudate trebuie să fie minime.

Ținînd seamă de extinderea noului procedeu, a fost executată în cadrul secției de montaj o instalație cu comandă centralizată a procesului de electronituire, dotată cu patru posturi de lucru cu curent alternativ pînă la 1 200 A și patru posturi cu curent continuu pînă la 600 A fiecare. Instalația se compune dintr-o masă de comandă cu o secțiune de curent alternativ pentru comanda la distanță a curentului celor patru transformatoare cu semnalizare optică a reglării curentului și o secțiune de curent continuu cu reglare la distanță a excitației generatoarelor celor două grupuri de sudură, cu blocaj pentru deservirea a patru posturi. În plus, masa comportă : un panou cu contacte, aparate de pornire și reglare și aparatură de protecție; două tablouri cu borne, unul de curent alternativ și unul de curent continuu, pentru conectarea celor opt posturi de electronituire.

Întreaga instalație este prevăzută cu legături subterane între masă, panou, tablouri etc.

Cu ajutorul acestei instalații se obține un sistem centralizat de control, comandă și reglare, mărindu-se capacitatea de electronituire și suprafețele de producție ale platformei. Platforma mai este dotată cu două aparate de electronituire mobile, unul de 1 200 A pentru curent alternativ și unul de 600 A pentru curent continuu.

Pentru electronituirea sub flux este folosită varianta cu electrodul fix în timpul procesului. În consecință, electronituitorul folosit trebuie să asigure menținerea fixă a electrodului în timpul operației. Noul electronituitor (tip 1965) se deosebește de vechile tipuri (1961 și 1962) prin îmbunătățirile aduse. S-a ajuns astfel ca noul tip să aibă o masă de circa 3,2 kg, față de 4,5 kg, respectiv 6,5 kg ale vechilor tipuri.

Caracteristicile noului tip de electronituitor sînt următoarele : sîrma folosită are diametrul de 4...8 mm; ghidajul este din cupru, drept, cu degajare pentru prinderea electrodului în unghi drept, permițînd îngustarea părții din stînga a electronituitorului și o legătură mai bună la cablul de sudură (fig. 1); presarea ghidajului mobil se face cu arcuri-lame, în loc de arcuri spirale, ceea ce permite micșorarea părții din dreapta a electronituitorului și deci o reducere a masei respective; un dispozitiv de îndepărtare a bacului mobil asigură prin cădere înaintarea electrodului necesar execuției electronitului următor; au fost desființate rozeta cu degajări a vechilor electronituitoare și întregul sistem de blocare a dozatorului, care, practic, s-au dovedit că nu sînt necesare, la noul electronituitor, marcarea porției de flux făcîndu-se cu o linie indicatoare pe o rondelă fixată pe mînerul drept.

În figura 1 se prezintă schița de ansamblu a ultimului tip (1965) de electronituitor.

În figura 1 *a*, care reprezintă ansamblul electronituitorului s-au prezentat: cadrul *1*, mînerul stîng *2*, cablul de sudură *3*, cablul de comandă *4*, butonul de comandă *5*, mînerul drept *6*, rondela indicatoare *7*, dozatorul de flux *8*, buncărul pentru flux *9*, planul înclinat *10* pentru scurgerea fluxului în ajutaj, ajutajul de cupru *11*, sîrma electrod *12*, placa izolatoare *13*, ghidajul fix din cupru (bac fix) *14*, ghidajul mobil din oțel (bac mobil) *15*, arcul-lamă *16* pentru presarea ghidajului din oțel, dispozitivul *17* pentru îndepărtarea ghidajului mobil.

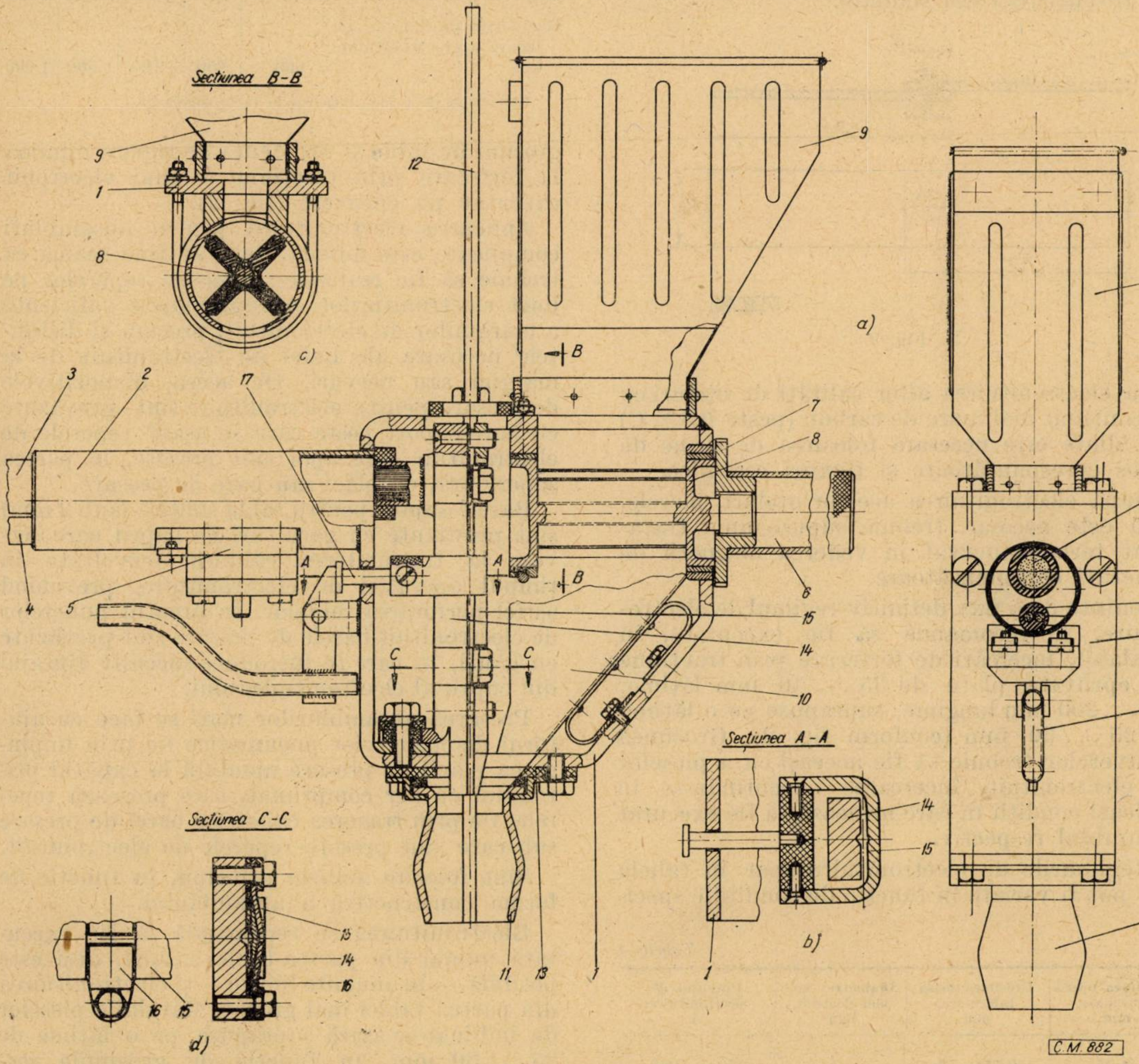


Fig. 1

Figura 1 *b* reprezintă secțiunea $A-A$ prin inelul dispozitivului pentru îndepărtarea ghidajului mobil; 1 *c* secțiunea $B-B$ prin dozator și sistemul de admisiune a fluxului în dozator, iar figura 1 *d* secțiunea $C-C$ a ghidajelor fix și mobil prin arcul de presare.

Materialul de bază folosit este oțelul cu conținut redus de carbon (sub 0,3% C) OL 34, OL 38, OL 42 (STAS 500—63), OLC 10, OLC 15, OLC 20, OLC 25 (STAS 880—61) sau oțeluri corespunzătoare conform standardelor în vigoare.

Sîrma de adaos este sîrmă S 10 sau S 10X în bare (STAS 1126–61) cu diametrul de 4,5 sau 6 mm.

Se utilizează fluxuri topite mangano-silicioase cu granulaţia de 0,5–1,5 mm, FS 58, AN 348 A (U.R.S.S.), Z 41 (R.S.C.), THm Pie 18 (R.D.G.) sau similare.

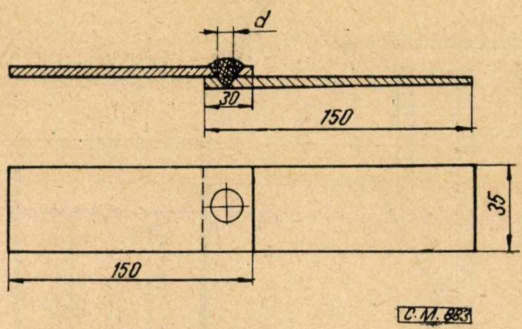


Fig. 2

La electronituirea altor calităţi de oţeluri cu un conţinut mai mare de carbon (peste 0,3% C) sau aliate este necesară folosirea de sîrme de adaos corespunzătoare şi fluxuri ceramice.

După electronituirea acestor oţeluri, piesele, dacă este necesar, trebuie supuse unui tratament termic adecvat în vederea obţinerii de structuri corespunzătoare.

Înainte de a fixa definitiv regimul de electronituire, se recomandă să fie executate, în prealabil, încercări de forfecare prin tracţiune pe epruvete plate de 35 ... 40 mm lăţime, 140...200 mm lungime, suprapuse pe o lăţime de 25 ... 30 mm (conform fig. 2). Grosimea epruvetelor trebuie să fie aceeaşi cu a pieselor de electronituit, încercarea executîndu-se în aceleaşi condiţii în care urmează să fie executat ansamblul respectiv.

Regimurile de electronituire apar în tabela 1 şi pot fi variate în funcţie de condiţiile specifice ale îmbinării; se recomandă să nu se folosească densităţi de curent sub 20–25 A/mm².

Tabela 1

1 Grosimea piesei superioare, mm	2 Grosimea piesei inferioare, mm	3 Diametrul sîrmei-electrod, mm	4 Curentul de electronituire, A
0,75	0,75– 2	4	250– 300
1	1,0– 3	4	280– 550
1,50	1,50– 6	5	550– 800
2	2,0– 6	5	780– 950
3*	3,0–15	6	850–1050
4*	4,0–15	6	900–1100
5*	5,0–20	6	1000–1200

Observaţie: grosimile notate cu * se electronituiesc în gaură de 8–10 mm diametru.

Un electronit executat corect trebuie să aibă la îmbinarea dintre cele două piese un diametru *d* corespunzător celui prescris în documentaţie. În tabela 2 sînt date diametrele *d* pentru diferite grosimi de table şi rezistenţa de rupere minimă la forfecare prin tracţiune a unui electronit executat pe epruvete (fig. 2).

Tabela 2

1 Grosimea tablelor, mm	0,75+0,75	1+1	1,5+1,5	2+2	3+3*
2 Diametrul electronitului la îmbinare, mm	5	6	7	8	9
3 Rezistenţa minimă la forfecare a electronitului, kgf	600	850	1 160	1 500	1 900

* Cu gaura de 9 mm diametru în tabla superioară.

Aplicarea electronituirii pentru ansambluri complicate este dificilă, dacă se ţine seamă că trebuie să fie realizate: presarea reperelor pe linia electroniturilor, o suprapunere suficientă a marginilor de electronituit, precum şi distanţele necesare ale liniei de electronituit de la margini sau nervuri. De aceea, dispozitivele de presare pentru electronituire sînt prevăzute cu bare-suport peste care se aşază reperele de electronituit care apoi sînt presate, la partea superioară, cu plăci sau bare de presare.

Barele-suport pentru tabla subţire (sub 2 mm) sînt prevăzute cu garnituri de cupru care servesc la transmiterea căldurii dezvoltate în timpul operaţiei de electronituire, prevenind astfel perforarea tablelor. În dreptul punctelor de electronituit barele de presare sînt prevăzute cu găuri, în care se introduce succesiv ajutajul din cupru al electronituitorului.

Presarea ansamblurilor mari se face cu ajutorul dispozitivelor pneumatice fie prin împingerea plăcii de presare montată la capătul pistonului cu aer comprimat, care presează reperele, fie prin tragerea capetelor barei de presare sub care sînt presate reperele de electronituit.

Sînt folosite ambele principii, în funcţie de forma constructivă a ansamblului.

Electronituirea se recomandă să fie executată numai din partea tablei subţiri, deşi este posibilă — în anumite limite — şi electronituirea din partea tablei mai groase. Marginile pieselor de îmbinat se aşază suprapuse pe o lăţime de 25 ... 30 mm, în funcţie de grosimile respective. Nu este necesară nici un fel de operaţie specială de curăţare, decapare sau degresare; tabla neagră şi profilele laminate pot fi electronituite în starea lor obişnuită de livrare. Piesele nu trebuie acoperite cu grund sau vopsea, înainte de electronituire, deoarece gazele degajate produc porozităţi. Cele mai bune rezultate se obţin cu piese curate. La aşezarea pieselor în dispozitive este necesar să se obţină un interstiţiu după presare, de maximum 0,3 mm; în caz contrar se produc împroşcări între table, iar dacă tabla superioară este prea subţire, chiar perforarea ei în jurul capului electronitului.

În afară de electronituirea tablelor suprapuse sau a tablelor suprapuse peste profile s-a trecut la electronituirea a trei table la ansamblul acoperiş-cadru de la combina C—1, la care acoperişul *1* de 1 mm grosime este electronituit cu adaosul nervură *2* şi nervură *3*, fiecare de cîte 2 mm grosime (fig. 3).

Pentru electronituire se prevede o gaură de 5 mm în tabla de acoperiş, după care se execută electronituirea la fel ca şi pentru două table de 2 mm grosime.

Pentru electronituirea spiţelor roţilor de transport ale greblei GA 2,1 executate anterior prin nituire la cald s-a adoptat următoarea tehnologie: capătul spiţei dinspre jantă se forjează, prevăzîndu-se un cep de 5 mm lungime (grosimea jantei), conform figurii 4 *a*; se foloseşte sîrma-electrod de 8 mm, electronituirea executîndu-se cu un curent de 1 100 A; după electronituire, capătul electronitului are un diametru de 20...25 mm şi o formă uşor bombată cu înălţimea de 2...4 mm (fig. 4, *b*) care asigură o mare rezistenţă îmbinării; la încercările de rezistenţă la tracţiune, spiţele s-au rupt în metalul de bază ($\sigma_r = 4550...4950$ kgf) al spiţei.

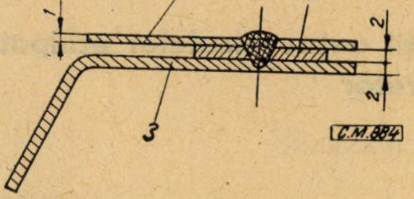


Fig. 3

Electronituirea spiţelor de la roţile de transport prezintă următoarele avantaje faţă de cele nituite: axa electronitului este centrică faţă de axa spiţei; nu se formează nici un joc între spiţă şi jantă; spiţa nu mai este încălzită evitîndu-se astfel supraîncălzirea care poate provoca o fragilitate a capătului spiţei, din cauza măririi grăunţilor; se realizează o economie de 9 lei pentru roata cu 16 spiţe.

Aplicarea electronituirilor în locul sudurii la îmbinările în unghi la table suprapuse prezintă avantaje importante: micşorarea sensibilă a deformaţiilor şi un aspect mai corespunzător, fără cratere, faţă de sudurile discontinue.

Nu se recomandă ca electronituirea în unghi să fie executată cu un curent prea mare, deoarece în acest caz nu mai este necesară o topire a tablei superioare, ci numai o pătrundere cît mai mare în unghiul dintre cele două table. Aspectul sudurilor se arată în figura 5 (fig. 5, *a* — ghidaje electronituite pe tambur; fig. 5, *b* — table în T sau L).

Se recomandă folosirea sîrmei-electrod mai groase (cu diametrul de 5, 6 sau 8 mm), în vederea obţinerii unui electronit cu capul de un diametru cît mai mare şi mai convex, astfel încît rezistenţa să fie cît mai mare. Deformaţiile reduse se explică prin concentrarea punctiformă a căldurii dezvoltate de arcul electric, într-un interval de timp foarte scurt.

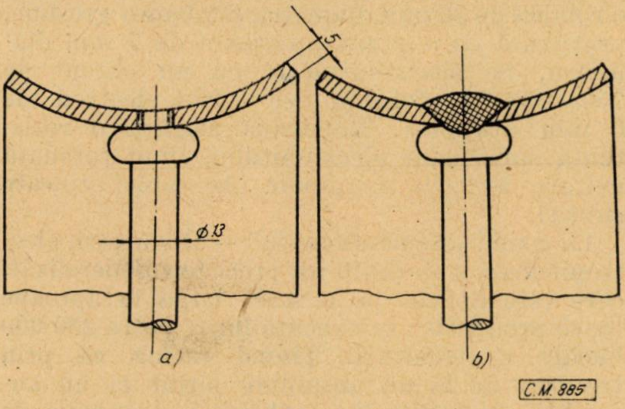


Fig. 4

Astfel, elementele de tambur ale maşinii de recoltat mazăre MRM, care au forma unui semicilindru de 2 225 mm lungime, diametrul de 305 mm şi cu grosimea de 2,5 mm, sînt prevăzute cu 36 găuri alungite, în dreptul cărora se sudau 36 ghidaje de 2,5 mm grosime cu suduri în unghi (2Δ 2×60). Deoarece deformaţiile tamburelor cu ghidaje sudate ajungeau la 4...6 mm pe lungimea tamburelor, ceea ce determina o manoperă importantă de îndreptare (pentru asamblare posterioară), s-a trecut la îmbinări electronituite. Prin electronituirea elementelor de tambur cu sîrmă-electrod de 5 mm şi cu un curent de 540...570 A se obţin electronituri cu diametrul de 15...16 mm cu pătrundere mare (fig. 5, *a*). Rezistenţa la forfecare prin tracţiune a unui electronit executat în unghi, pentru aceste grosimi de table, este de peste 2 000 kgf. Deformaţiile măsurate pe lungimea tamburului au fost sub 1 mm, astfel încît, practic, nu a mai fost necesară nici o îndreptare a elementului de tambur.

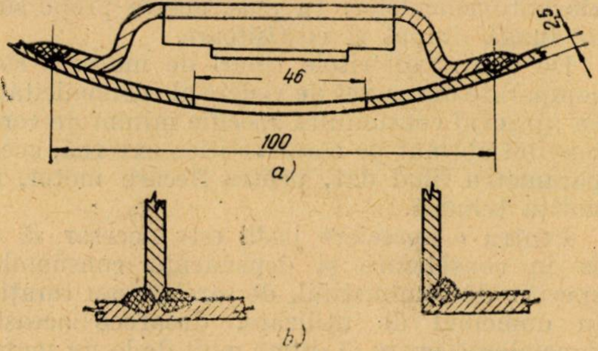


Fig. 5

Electronituirea se aplică cu rezultate foarte bune la îmbinarea panourilor din tablă zincată de 0,75 mm grosime, cu corniere de 50 × 50 × × 5 mm, la barăci metalice unde, în afara unei rezistențe mecanice superioare, se obține și un aspect estetic corespunzător. În vederea evitării degajării oxidului de zinc, tabla zincată se găurește în dreptul electroniturilor aplicîndu-se o rondea de 30 mm diametru și 2,5 mm grosime, prevăzută cu o gaură interioară de 7 mm diametru. Se electronituiește cu un curent de 750—800 A, folosindu-se sîrmă-electrod de 5 mm diametru. Rondeaua asigură o rezistență superioară electronitului, fiind totodată evitate arderile marginale ale tablei zincate subțiri.

La uzina „Semănătoarea" — București, electronituirea a devenit un procedeu generalizat, care este aplicat pe o scară largă la aproape toate produsele : se execută lunar peste 250 000 bucăți electronituri. Ținînd seamă că prin trecerea de la un ansamblu nituit la un ansamblu electronituit se obține o economie de 0,15 lei/nit, economia realizată anual, prin folosirea noului procedeu, este de minimum 450 000 lei.

Electronituirea permite condiții de muncă corespunzătoare înlăturînd zgomotul din halele de montaj a produselor, iar din punct de vedere atît al rezistenței, cît și al aspectului exterior, asigură indicatori cu mult superiori în comparație cu nituirea obișnuită și în unele cazuri chiar în comparație cu alte procedee de îmbinare (sudură prin puncte prin presiune, sudură întreruptă etc.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Blitstein, A. Z.* Svarka electrozsklepkamii, privarka șpilek i știftov. Moscova, Mașghiz, 1959.

[2] *Vasile, I.* Electronituirea aplicată în construcția mașinilor agricole de recoltat. A IV-a consfătuire de sudură și încercări de metale, 1962. Caietul I/5.

[3] *Vasile, I.* Procedeul de îmbinare prin electronituire. Experiența uzinelor „Semănătoarea", București, I.D.T., 1962.

[4] *Vasile, I.* Electronituirea aplicată în construcția de mașini agricole. În : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 1, 1963, p. 77—82.

CZ 629.113 :621.43

Un nou criteriu de apreciere a economicității autovehiculelor echipate cu motoare cu carburator

ENACHE IONESCU și CONSTANTIN IVĂNEANU

În articolul de față se propune un nou criteriu de apreciere a economicității autovehiculelor echipate cu motoare cu carburator și care este suplinit în prezent prin încercarea autovehiculului în probe de consum, ce trebuie să fie eficiente pe trasee cît mai lungi și mai variate. Pe măsură ce se realizează acest deziderat, rezultatul probelor devine însă discutabil datorită variației condițiilor de circulație și stării timpului sau eventualelor dereglări ale autovehiculelor. În plus, aceste probe sînt de lungă durată și costisitoare.

De obicei, diferitele tipuri de motoare sînt comparate din punct de vedere al economicității cu ajutorul consumului specific minim de combustibil obținut pe caracteristica externă, acest parametru fiind dat, pentru fiecare motor, în notița tehnică.

Pentru o apreciere justă este necesar să se ia în considerare și dependența consumului specific de combustibil, de sarcină sau turație, în domeniul de utilizare, deoarece această dependență poate să difere mult de la un motor la altul, în funcție de construcția și reglajul carburatorului.

De exemplu, dacă la două tipuri de motoare consumurile specifice variază după curbele *1* și *2* (fig. 1), ar fi greșit să se tragă concluzia că motorul al cărui consum specific variază după curba *1* este mai economic decît motorul al cărui consum specific variază după curba *2*, numai pentru faptul că primul motor are consumul specific minim mai mic decît cel de-al doilea.

Într-adevăr, în intervalul de turații $n_1 \ldots n_2$ și de puteri aferente acestor turații, primul motor funcționează mai economic decît al doilea, dar în exploatare ambele motoare funcționează într-un interval mult mai mare de sarcini și turații, pentru care și consumurile specifice de combustibil variază diferit ; deci, aprecierea economicității numai după consumul specific de combustibil nu este concludentă. De ase-

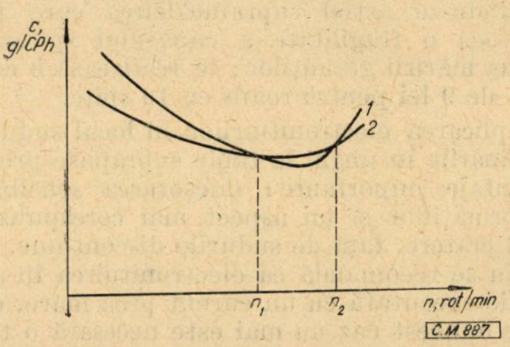


Fig. 1

menea, plasarea consumului specific minim în intervalul de funcționare a motorului nu este indiferentă pentru aprecierea economicității.

Pentru o apreciere cît mai justă a economicității motoarelor se propune calcularea unui consum specific mediu de combustibil c_m pentru intervalul de sarcini sau de turații întîlnit frecvent în exploatare. În acest scop se trasează variația consumului specific de combustibil corespunzătoare caracteristicii de consum de putere a autovehiculului la deschiderea variabilă a obturatorului.

Considerînd că motorul *1* funcționează în intervalul de turații $n_1 \ldots n_2$ (fig. 2), iar motorul *2* în intervalul de turații $n'_1 \ldots n'_2$ (fig. 3) și notînd cu c_{m1} consumul specific mediu pentru motorul *1* și cu c'_{m1} consumul specific mediu pentru motorul *2*, se poate scrie:

$$c_{m_1} = \frac{\int_{n_1}^{n_2} c_1 \cdot \mathrm{d}n}{n_2 - n_1}, \ g/\mathrm{CPh} \qquad (1)$$

și

$$c'_{m_1} = \frac{\int_{n'_1}^{n'_2} c' \cdot \mathrm{d}n}{n'_2 - n'_1}, \ \mathrm{g/CPh}. \qquad (2)$$

Este recomandabil să se lucreze cu consumul orar de combustibil pentru a evita valorile infinite ale consumului specific de combustibil la sarcină nulă.

Dacă se trasează variația consumului orar de combustibil în funcție de sarcină (caracteristica de sarcină), relațiile pentru calculul consumului orar mediu au forma:

$$C_m = \frac{\int_{P_1}^{P_2} C_2 \cdot \mathrm{d}P}{P_2 - P_1}, \ \mathrm{kgf/h}; \qquad (3)$$

$$C'_m = \frac{\int_{P'_1}^{P'_2} C'_2 \cdot \mathrm{d}P}{P'_2 - P'_2}, \ \mathrm{kgf/h}, \qquad (4)$$

în care C_2 și C'_2 sînt valorile momentane ale consumului orar de combustibil pentru cele două motoare.

Motorul funcționează cu atît mai economic în intervalul de turații sau sarcini stabilit, cu cît consumul mediu de combustibil c_m sau C_m este mai mic. Consumurile medii c_m sau C_m pot fi determinate atît pentru reglajul ideal, cît și pentru reglajul real al carburatorului montat pe motorul de autovehicul.

Baza aprecierii reglajului ideal o constituie curbele rezultate din topogramele ideale de reglaj. Ele nu trebuie considerate integral, ci numai pe porțiunea corespunzătoare domeniului de funcționare în exploatare. În acest domeniu, consumul specific minim de combustibil trebuie să fie mic, ceea ce se poate realiza prin construcția și reglajul carburatorului.

Pentru aprecierea economicității pe parcurs a autovehiculului în funcție de viteza de deplasare sau de sarcină se transformă consumul specific de combustibil în funcție de turație sau de sarcină, în consumul la 100 km parcurși în funcție de aceleași mărimi.

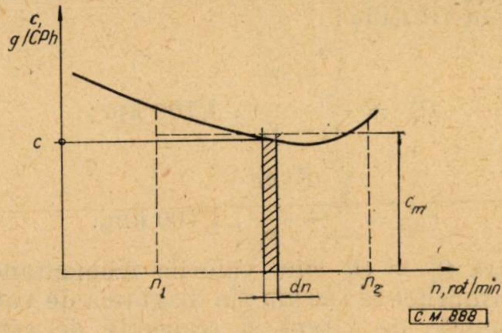


Fig. 2

Topograma consumurilor specifice, care rezultă din caracteristicile de reglaj, poate fi ușor transformată în topograma consumurilor la 100 km, cu formula:

$$C^* = \frac{c \cdot p_e \cdot V_h}{135 \cdot \pi \cdot \gamma_B \cdot \tau} \cdot \frac{i_{tr}}{D}, \ 1/100 \ \mathrm{km}, \qquad (5)$$

în care:

c este consumul specific efectiv, g/CPh;
p_e — presiunea medie efectivă, kgf/cm²;
F_h — cilindreea, 1;
τ — numărul de timpi ai motorului;
γ_B — greutatea specifică a benzinei, kgf/dm³;
i_{tr} — raportul de transmitere;
D — diametrul activ al roții, m.

În locul turației motorului, pe axa absciselor se poate trece viteza autovehiculului:

$$v_a = \frac{6 \cdot \pi \cdot D \cdot n}{100 \cdot i_{tr}}, \ \mathrm{km/h}, \qquad (6)$$

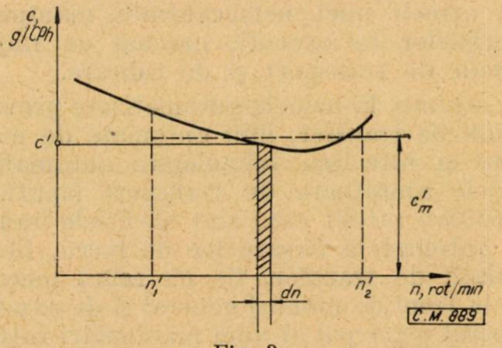


Fig. 3

în care v_a este viteza autovehiculului și n — turația motorului.

Din aceste relații se vede că topograma consumului de combustibil pe parcurs este caracteristică motorului, trecerea de la motor la autovehicul făcîndu-se cu ajutorul unor factori constanți.

Calculul consumului mediu la 100 km parcurși, după reglajul ideal, în funcție de viteza de deplasare a autovehiculului și de sarcină se face cu relațiile:

$$C_{m1}^{*} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} C_1^{*}\,\mathrm{d}v}{V_2 - V_1}, \ 1/100\ \text{km}; \qquad (7)$$

$$C_{m2}^{*} = \frac{\int_{P_1}^{P_2} C_2^{*}\cdot\mathrm{d}P}{P_2 - P_1}, \ 1/100\ \text{km}, \qquad (8)$$

în care C_1^{*} și C_2^{*} sînt valorile momentane ale consumurilor la 100 km din diagrama de variație în funcție de viteză și respectiv de sarcină.

Aceleași valori urmează să fie stabilite și pentru reglajul real ales, din care vor rezulta evident valori $C_{m1}^{*\prime}$ și $C_{m2}^{*\prime}$ mai mari decît primele.

Rapoartele $\rho_1 = \frac{C_{m1}^{*\prime}}{C_{m1}^{*}}$ și $\rho_2 = \frac{C_{m2}^{*\prime}}{C_{m2}^{*}}$, denumite factori de reglaj, indică în ce măsură reglajul real se apropie de cel ideal.

În funcție de utilizarea motorului se va acorda prioritate acelei caracteristici de reglaj care va asigura un factor de reglaj mai mic în domeniul de exploatare a autovehiculului. La autovehiculele ușoare, construite pentru funcționarea pe drumuri bune și cu viteză mare, se va da prioritate factorului ρ_1, iar la autovehiculele construite pentru a circula pe drumuri rele și cu declivități mari, se va da prioritate factorului ρ_2.

Acest criteriu de apreciere este sensibil, precis și obiectiv. Utilajul cerut este numai standul de probe pentru motoare.

În mod evident, valorile C_m^{*} stabilite în acest fel nu concordă cu consumul în parcurs al autovehiculului, însă este probabil că statistic s-ar putea ajunge la o alegere a intervalelor de viteze și de sarcini din care ar rezulta valori care să corespundă condițiilor reale de exploatare.

CZ 621 : 621.798.128 : 656.52

Criterii pentru alegerea dimensiunii și a formei optime a containerelor și a paletelor-lăzi utilizabile în industria construcțiilor de mașini

VALERIU BARBUL și ZOLTAN MÜLLER

În cadrul tehnicii noi, un aspect important îl reprezintă transportul uzinal, respectiv manipularea materialelor.

Manipularea materialelor începe din momentul intrării materialelor în uzină și în depozitele respective și se termină cu ambalarea și expedierea produsului.

Formele manipulării materialelor variază în funcție de gradul de automatizare și de mecanizare al uzinelor.

La uzinele mici, nemecanizate, manipularea materialelor se execută manual cu mijloace manuale de transport și de ridicare.

În schimb, la uzinele automatizate prevăzute cu linii de transfer, linii automate de mașini-unelte și alte linii tehnologice automatizate, utilajele ajutătoare de transport (sputnicuri, dispozitive satelit etc.) sînt ele însele transportate automat la fiecare loc de lucru, fie prin instalații de transfer, fie cu mîini mecanice, pînă la locul de montaj general și de expediție.

Rostul principal al unei manipulări raționale a materialelor este reducerea ciclului de fabricație, contribuția la asigurarea unei calități ridicate a produsului și micșorarea prețului de cost.

Pe plan mondial, proporția uzinelor complet automatizate este redusă, întrucît o automatizare completă este rentabilă numai pentru producția în serii foarte mari sau în masă.

Majoritatea uzinelor lucrează cu o producție în serie mică sau serie mijlocie.

O automatizare completă a manipulării materialelor la aceste uzine nu este rentabilă; în schimb, pentru obținerea avantajelor amintite mai sus, este absolut necesară o mecanizare cît mai complexă, cu un grad de mecanizare judicios aplicat la caracterul și specificul producției.

La organizarea rațională a manipulării materialelor, utilajele ajutătoare de transport (ambalajul de transport și de depozitare) pentru piesele sau obiectele fabricate joacă un rol hotărîtor.

Aceste utilaje auxiliare utilizate în industria construcțiilor de mașini trebuie să îndeplinească următoarele condiții principale: să protejeze piesele care se transportă în ele; să fie practice, rentabile, durabile, ieftine; să poată fi stivuite la înălțime mare. În plus, să fie recuperabile, adică în costul unui lot de piese transportate să nu intre costul complet al ambalajului, ci ambalajul trebuie readus, după golirea conținutului, din nou la încărcare; acest proces se repetă pînă cînd ambalajul devine, în urma uzurii, nereparabil și neutilizabil.

Aspectul practic şi rentabilitatea depind, între altele, de distanţa şi mijlocul de transport utilizat, de greutatea, forma şi volumul pe care îl ocupă în stare încărcată şi neîncărcată.

Forma şi mărimea utilajelor ajutătoare de transport, utilizate în industria construcţiilor de maşini, se stabilesc în funcţie de piesele transportate (formă, dimensiuni, sensibilitate, greutate, temperatură etc.) şi de calea folosită (dimensiunea porţilor, uşilor, coridoarelor).

Printre utilajele ajutătoare de transport se pot enumera : legături de lanţuri sau de cabluri cu şi fără traverse ; palete de transport (plane sau lăzi) ; containere ; cutii stivuibile ; dispozitive speciale de transport (sputnicuri sau dispozitive satelit pentru linii de transfer, mîini mecanice etc.) ; dispozitive cu patru cîrlige pentru apucarea pieselor ; cleşti cu strîngere automată (pentru table) ; ventuze pentru transportat tablă ; electromagneţi etc.

Dintre utilajele auxiliare de transport, containerele şi paletele-cutii intră cu o pondere relativ mare în cheltuielile totale necesare pentru mecanizarea manipulării materialelor.

Pentru determinarea judicioasă a cantităţii necesare din aceste utilaje este indicat să se grupeze piesele care urmează a fi transportate după criteriile indicate în continuare.

Pe baza grupării se stabilesc piesele care pot sau nu pot fi transportate în containere tipizate sau speciale.

Gruparea pieselor de transportat. Organizarea raţională a transportului necesită ca numărul tipurilor şi al mărimilor utilajelor ajutătoare de transport să fie cît mai redus, în special cînd aceste utilaje se fabrică centralizat într-o uzină specializată.

Se ajunge la un număr relativ redus al acestor utilaje dacă piesele care urmează să fie transportate se grupează după considerentele economice ale transportului uzinal, în funcţie de gradul de sensibilitate al pieselor, şi după forma şi dimensiunile respective. În funcţie de considerentele economice ale transportului, piesele se împart în : piese transportabile în mod rentabil în containere şi palete-lăzi ; piese al căror transport în containere şi palete-lăzi nu este nici economic şi nici raţional, în această categorie intrînd în special piesele de dimensiuni mari.

După gradul de sensibilitate, piesele se pot defalca în trei grupe : piese care în timpul transportului de la depozitul de materiale brute şi în tot timpul fabricaţiei sînt mai puţin sensibile (construcţie compactă, prelucrare simplă, toleranţe largi, solicitări mici la oboseală) ; piese care în stare brută şi în situaţia pregătitoare sînt mai puţin sensibile decît în faza fabricaţiei finale (construcţii compacte, prelucrare complexă, toleranţe strînse) ; piese sensibile în stare brută (piese turnate, forjate sau ambutisate cu pereţi subţiri) prezentînd pericolul de deformare plastică sau de ruptură, piese cu nervuri subţiri şi înalte (capete de cilindri din aliaje uşoare), colţuri în consolă, bride, piese cu prelucrări complicate, toleranţe strînse, prezentînd pericol de zgîriere sau de lovire a suprafeţelor de alunecare sau a zonelor cu solicitări mari dinamice.

Gruparea pieselor după formă şi dimensiuni trebuie făcută atît în funcţie de considerente tehnologice, cît şi de dimensiunile utilajelor ajutătoare de transport.

După considerente tehnologice şi de formă, piesele vor fi împărţite în clase, iar pentru determinarea mărimii şi tipului utilajului ajutător de transport, fiecare clasă de piese va fi împărţită în grupe pe dimensiuni, avînd la bază gabarite care să se înscrie în dimensiunile interioare ale utilajelor ajutătoare de transport, deci în cazul considerat, în dimensiunile interioare ale containerelor şi ale paletelor-lăzi.

Orientativ, pentru o astfel de tipizare, ar putea să servească tabela 1.

Cu ocazia determinării grupelor de dimensiuni ale diferitelor clase este necesar să se analizeze dimensiunile utilajelor ajutătoare de transport a căror tipizare şi fabricaţie în serie sînt rentabile din punct de vedere organizatoric, al utilizării practice şi al preţului de cost.

La această tipizare a dimensiunilor este raţional să se ia ca bază de plecare suprafaţa internaţional convenţională de 800 × 1 200 mm a paletelor plane, a paletelor-lăzi şi a containerelor, pentru manipularea cărora se utilizează cărucioare automotoare, stivuitoare cu furcă etc.

Întrucît suprafaţa convenţională acoperă numai un cîmp restrîns al dimensiunilor pieselor fabricate în mod curent în industria constructoare de maşini, este necesar să se folosească utilaje ajutătoare de transport cu suprafeţe multiplu sau submultiplu din această suprafaţă convenţională.

În unele ţări industriale se folosesc dimensiuni tipizate pentru containere, rezultate din cea convenţională ; de exemplu, 1 200 × 1 600 mm pentru piese cu lăţimi mai mari şi 800 × × 2 400 mm pentru piese lungi şi relativ late, ambele tipuri acoperind o suprafaţă dublă ca cea convenţională.

Pentru piese mai mici s-a standardizat suprafaţa de 800 × 540 mm (540 mm în loc de 600 mm), alegerea dimensiunii de 540 mm prezentînd avantaj prin aceea că dacă două containere mici cu suprafaţa de 800 × 540 mm se aşază pe extremităţile unei suprafeţe de 800 × × 1 200 mm, atunci între aceste containere rămîne o distanţă de 120 mm, care este suficientă pentru introducerea, în cazul ridicării cu un pod rulant sau electropalan, a dispozitivului de apucare a sarcinii.

Containerul de 800 × 2 400 mm utilizabil pentru piese lungi, mari şi relativ grele,

Tabela 1

Simbolul clasei de piese similare	Simbolul grupelor dimensionale	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Intervalul cotelor grupelor dimensionale, mm	sub 50	51—150	151—300	301—440	441—680	681—1050	1051—1450	1451 – 4000	peste 4000
	Denumirea clasei	Cotele de gabarit care trebuie indicate : *l* — lungimea maximă ; *D* — diametrul maxim ; *b* — lățimea maximă ; *h* — înălțimea (grosimea) maximă								
Cl 0	Axe, tije, buloane	←				*l*, *D*				→
Cl 1	Bucșe	←				*l*, *D*				→
Cl 2	Discuri	←				*D* (*h* numai dacă este mare)				→
Cl 3	Profile laminate sau profile îndoite	←				*l*, *h*, *b*				→
Cl 4	Corpuri Carcase	←				*l*(*D*), *b*, *h*				→
Cl 5	Piese excentrice	←				*l*, *b*, *h*				→
Cl 6	Furci și cruci	←				*l*, *b*, *h*				→
Cl 7	Pîrghii	←				*l*, *b* (*h* numai dacă este mare)				→
Cl 8	Piese plate	←				*l*, *b* (*h* numai dacă este mare)				→
Cl 9	Piese profilate	←				*l* (*D*), *b*, *h*				→

acoperă o suprafață dublă decît cea convențională și este rentabil pentru transportarea sarcinilor utile pînă la 5 000 kgf, avînd posibilitate de stivuire pe trei etaje. Containerul este deschis la capete, astfel încît se pot transporta piese pînă la 6 000 mm lungime. Containerul de 1 200 ×1 600 mm, utilizabil în special pentru table, poate să aibă caracteristici constructive similare.

Pentru piese lungi însă mai ușoare (țevi, profile din tablă îndoită, laminate din aliaje de aluminiu etc.), în scopul asigurării posibilității de stivuire în patru etaje, este rentabil un container rezultat din dublarea lungimii containerului mic de 800 ×540 mm.

Acest container cu suprafața de așezare de 540 ×1 600 mm are fețele frontale deschise și este utilizabil pentru laminate sub 3 000 mm lungime.

Dintre cele cinci tipuri de containere indicate mai sus, patru se pot stivui între ele dacă la proiectarea lor se aplică centrajele corespunzătoare.

Posibilitatea suprapunerii și a centrării corecte a diferitelor tipuri de containere are o importanță deosebit de mare, atît pentru stivuirea containerelor încărcate, cît și pentru depozitarea containerelor goale.

În figura 1 se prezintă stivuirea combinată a celor patru tipuri de containere menționate. În desenul din figura 1 s-a utilizat simbolizarea din tabela 2.

Din aceste containere se pot suprapune următoarele nouă bucăți : 1 buc. de tip 2.0.II ; 2 buc. de tip 0 ; 2 buc. de tip 2. 0/2 I, și 4 buc. de tip 0/2.

În afară de această combinație, fiecare tip se poate stivui în mod separat în 3—6 etaje.

Containerul de 800 ×2 400 mm, simbol 2.0.I (2 containere de tip 0 așezate în linie) trebuie considerat ca un container special, întrucît nu este stivuibil cu nici unul din cele patru tipuri de containere din tabela 2.

Determinarea formei optime. Din considerente tehnico-economice este foarte important să se stabilească, pentru cele cinci tipuri de containere analizate, o formă constructivă optimă. Această formă optimă trebuie să permită, în primul rînd, posibilitatea de a fi transportate printr-un mijloc oarecare (stivuitoare cu furcă, transpalete, poduri rulante, electropalane, electrocare cu platformă, remorci, camioane).

Apoi forma containerelor trebuie să determine o greutate proprie cît mai redusă și o insensibilitate mare față de regimul de lucru din atelier.

Aceste deziderate sînt realizabile dacă la proiectarea containerelor se aplică principiile de proiectare a construcțiilor ușoare : utilizarea tablelor subțiri de oțel nervurate prin ambutisare sau îndoire, pentru mărirea rigidității; îmbinarea prin sudură de rezistență a tablelor cu grosimi diferite în zona solicitărilor mari.

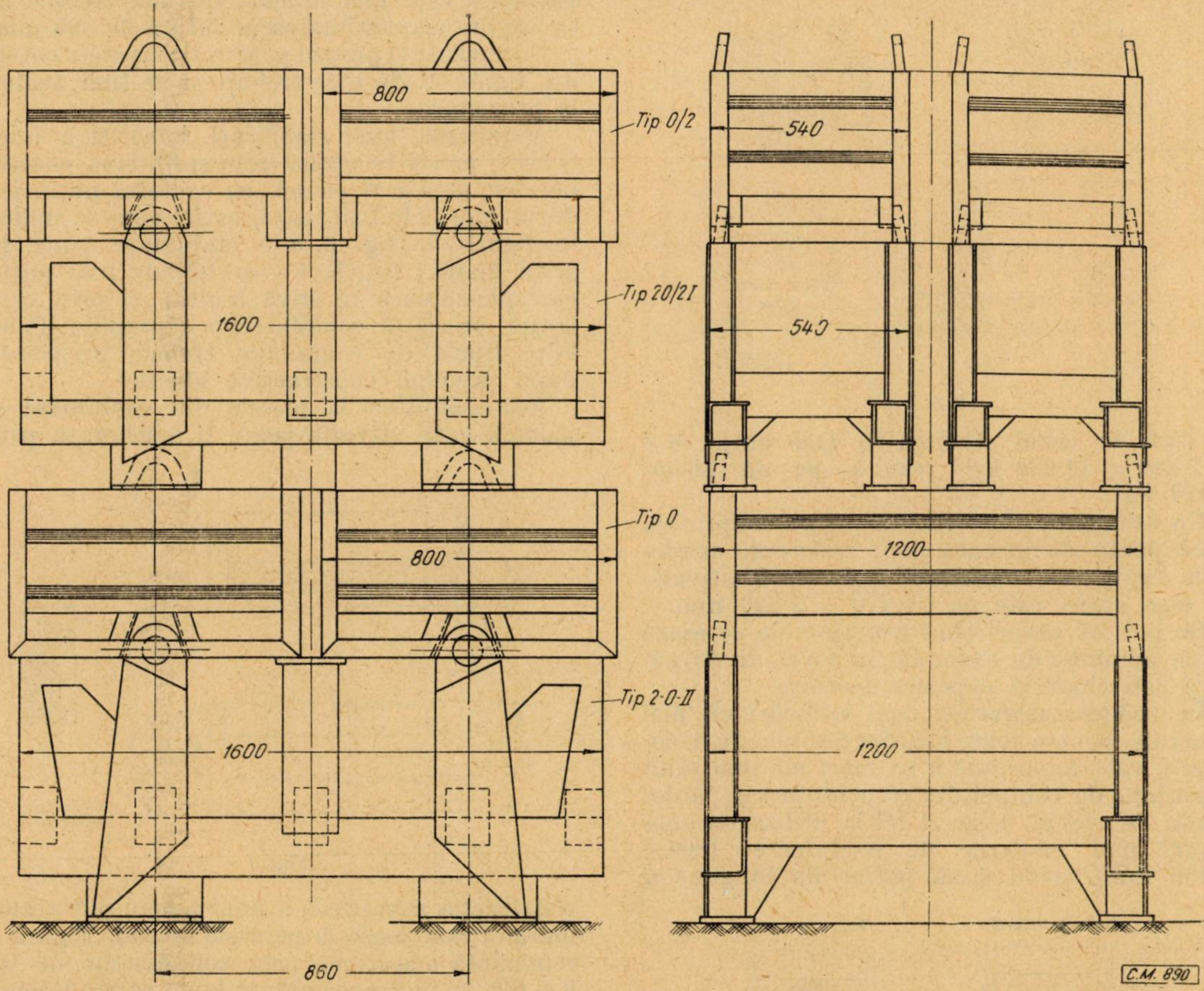


Fig. 1

Tabela 2

Suprafața de așezare a containerului, mm	Simbol	Observații
800 × 1 200	tip 0	dimensiune convențională internațională
1 200 × 1 600	tip 2.O.II	două de tip 0 așezate paralel
540 × 800	tip 0/2	cu suprafață de circa 0,5 din tipul 0
540 × 1 600	tip 2.0/2.I	două suprafețe de tipul 0/2 așezate în linie

Forma optimă a containerelor este în funcție și de posibilitatea stivuirii lor la înălțime mare, încărcate și neîncărcate, atît în uzinele noi, cît și în cele vechi. Uzinele noi, cum și depozitele respective, construite după principiile manipulării moderne a materialelor, posedă pardoseli care rezistă la forțele concentrate determinate de containerele prevăzute cu patru picioare, cu suprafețe de așezare relativ mici, și stivuite în stare încărcată pe înălțimi mari (fig. 2).

La uzinele de construcție mai veche, pardoselile nu rezistă la asemenea eforturi concentrate, rezultate din cele patru picioare cu suprafață mică de așezare a containerelor sau paletelor-lăzi, STAS 6169-65 (fig. 2, *a* și *b*) sau TGL 9392/1963.

Figura 2, *a* reprezintă o paletă-ladă cu pereți din lemn, cu suporturi și margini din metal. În figura 2, *b* apare o paletă-ladă din metal cu pereți cu goluri, iar figura 2, *c*, un container TGL 9392/963.

Presiuni mari apar în special în cazul containerelor de dimensiuni mai mari, începînd cu tipul 0, cu suprafață de 800×1 200 mm și înălțime utilă de încărcare de 350 mm.

În acest container încap (în funcţie de formă) piese de oţel însumînd o greutate pînă la circa 2 300 kgf.

Greutatea proprie a containerelor este de 65—85 kgf. Considerînd o greutate de numai 80 kgf, în cazul stivuirii în şase etaje (6 × × 2 380 = 14 280 kgf) rezultă, pe un picior, 3 570 kgf.

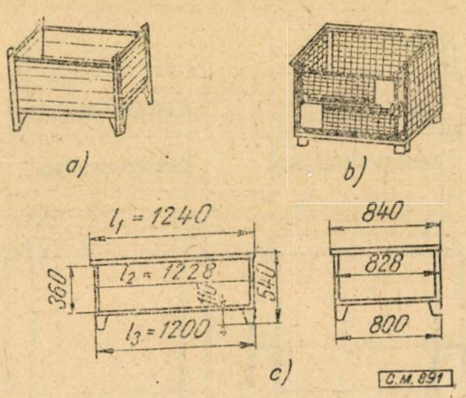


Fig. 2

Un asemenea efort concentrat pe o suprafaţă mică poate să întreacă mult rezistenţa pardoselii. Înălţimea containerelor de tip 0, stivuite în şase etaje, este de 6 ×470 = 2 820 mm.

Se pot ivi cazuri cînd containerele se aşază şi pe pămînt; de exemplu, în forje, în turnătorii sau chiar în depozite deschise.

În vederea asigurării unei utilizări cît mai generale, pentru toate locurile posibile de depozitare, este important a se mări cît mai mult suprafaţa de contact dintre container şi pardoseală. Se ajunge în acest fel la utilizarea unor tipuri mai moderne de containere (800 × 1 200 mm) avînd două patine de lungime şi lăţime corespunzătoare, şi deci o suprafaţă de sprijin mult mărită faţă de construcţia cu patru picioare. În vederea asigurării unei suprafeţe mari de sprijin, fără a influenţa în mod negativ accesibilitatea frontală cu furca stivuitorului, este indicat a utiliza pentru patine profile cu aripi inegale, suficient de bine sprijinite în porţiunea centrală prin forma adecvată a centrajului corespunzător (fig. 3).

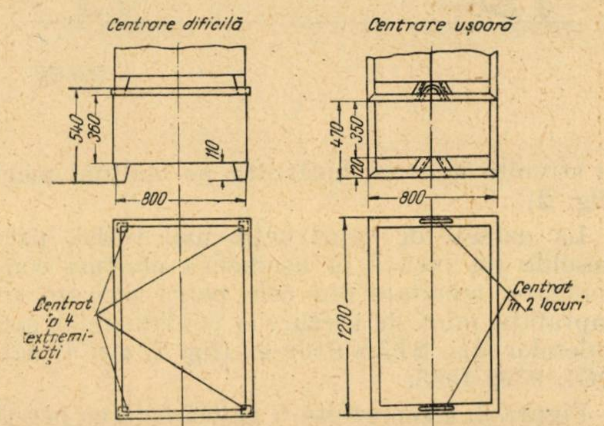


Fig. 3

La containerul de tip 0/2, cu suprafaţa de aşezare de 540 ×800 mm, posibilitatea aplicării patinelor este mai dificilă, întrucît trebuie să se asigure accesibilitatea pe latura de 800 mm.

Normele ISO prevăd pentru transpalete cotele din figura 4, de care trebuie să se ţină seamă la proiectare.

Asigurarea unei stabilităţi bune şi a unui centraj precis se obţine prin sprijinirea containerelor de tip 0 pe sol, cu ajutorul patinelor de lungime cît mai mare, astfel cum se indică în figura 5 (fig. 5, *a* — stabilitate bună în stivă înaltă; fig. 5, *b* — stabilitate mai puţin corespunzătoare în stivă înaltă), şi prin centrajul precis al containerelor suprapuse. Celelalte tipuri de containere trebuie proiectate după principii constructive identice.

Accesibilitatea la piesele din containere şi paletele-cutii stivuite poate fi ameliorată prin construcţia rabatabilă a unui perete sau a unei margini mai joase la peretele lateral. Figura 6 reprezintă o secţiune prin containerele de tip 0 şi 0/2, cu marginea redusă la un perete lateral.

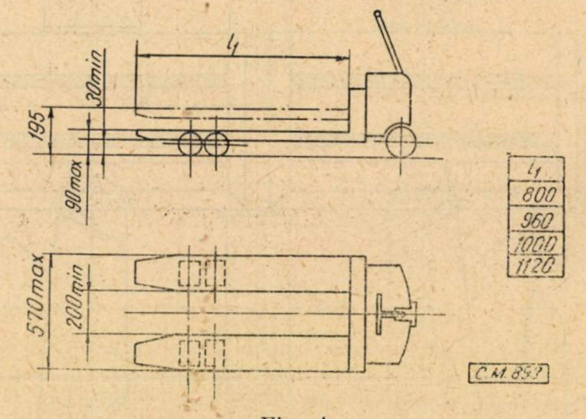


Fig. 4

În mod normal, înălţimea picioarelor containerelor şi a paletelor-cutii este prescrisă prin norme. Ea depinde şi de înălţimea la care se pot ridica furcile pentru efectuarea transportului containerelor pe trasee scurte (maximum 60 m). La containere normal stivuite, accesibilitatea la piesele din containere este asigurată numai de înălţimea picioarelor. Această înălţime este însă limitată din cauza transpaletelor.

Forma optimă a containerelor mai este funcţie şi de posibilităţile de trecere cu stivuitorul cu furcă prin uşile şi porţile halelor.

Prin uşi tipizate (2 000 ×2 300 mm) pot să treacă cele patru tipuri de containere din tabela 2.

Containerul 2.0.I., de 2 400 mm lungime, trece transversal numai prin porţi speciale sau prin uşi normale, dar cu folosirea unui alt mijloc de transport (electrocar cu platformă mare tip RPB, remorci speciale sau vagonete), în care caz sarcina se dispune cu lungimea maximă după direcția de transport.

Pentru asigurarea scoaterii ușoare a lanțului care servește la introducerea legăturilor de profile laminate sau de table în containerele mari, de tip 2.0.I., 2.0.II și 2.0/2 I, se înalță traversele pe care se așază materialul, față de lonjeroanele laterale care susțin aceste traverse, cu circa 80 mm, rămînînd un spațiu liber între traverse prin care se poate scoate lanțul.

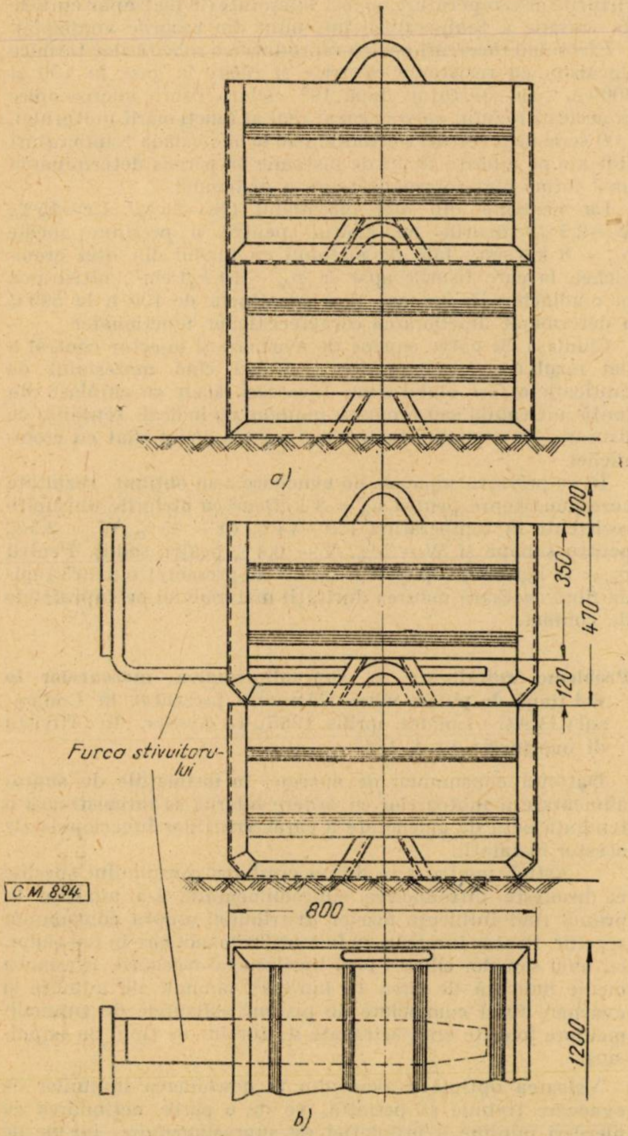


Fig. 5

La toate produsele fabricate în ultimul timp se observă tendința generală de a combina dezideratele tehnologice cu cele arhitectonice. Ca exemplu, în figura 7 apare schița veche (fig. 7, *a*) și cea nouă (fig. 7, *b*) pentru containerul tip 2.0.II proiectat de Uzinele de vagoane-Arad. Containerul are o sarcină utilă de 5 tf, suprafața de 1 200 × 1 600 mm, suprafață mare de contact cu solul și prezintă o bună accesibilitate a furcii stivuitorului.

În figura 7 s-a notat: *1* — sprijin pentru două containere 800 × 1 200 mm; *2* — picior de așezare și centrare: *3* — ureche de centrare și ridicare.

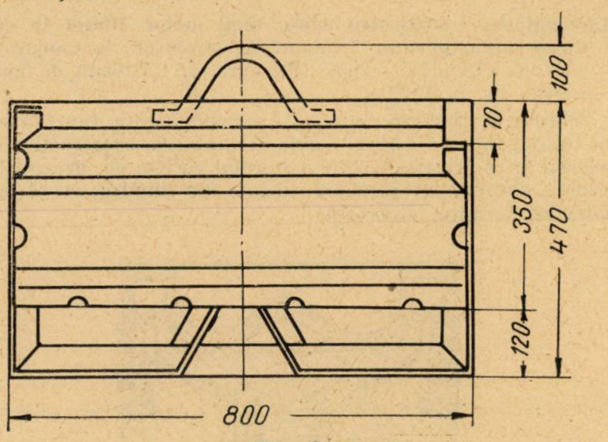


Fig. 6

În concluzie, pentru asigurarea manipulării materialelor cu un număr redus de containere normale sînt necesare următoarele:

— gruparea pieselor care urmează a fi transportate, după forma și dimensiunile respective;

— precizarea, pentru fiecare grup de piese, a containerului cel mai corespunzător;

— utilizarea, în scopul unei organizări judicioase a locurilor de depozitare a containerelor, a suprafețelor multiplu sau submultiplu ale suprafeței convenționale de 800 × 1 200 mm;

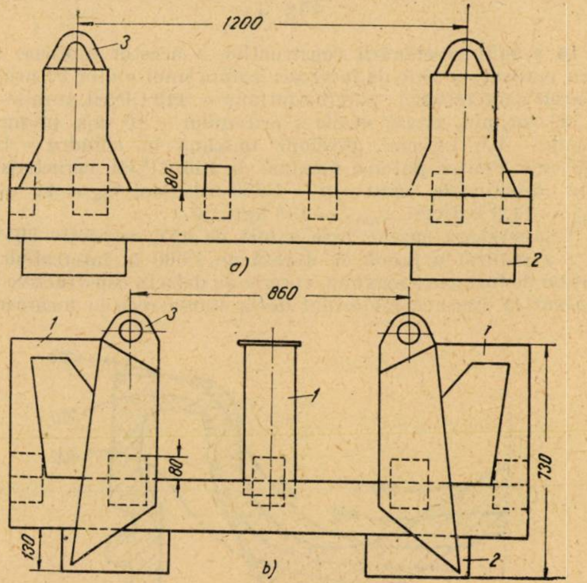


Fig. 7

— respectarea, la alegerea, proiectarea și la fabricarea containerelor, a tuturor dezideratelor tehnicii moderne de manipulare a materialelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] În: Hebezeuge und Fördermittel, 1965.
[2] În: Manutention Stockage, 1963 și 1965.

Documentare

Imbunătăţiri constructive aduse unui motor Diesel în doi timpi supraalimentat (Comunicare prezentată la Congresul CIMAC — Londra — 1965). Okamura. În : Rivista di ingegneria, nr. 5, 1966.

Motoarele Diesel în doi timpi supraalimentate, funcţionînd la turaţie ridicată, ridică o serie de probleme constructive în special în ce priveşte părţile motorului vecine cu camera de ardere, datorite atît presiunii ridicate din cilindru, cît şi solicitărilor termice importante.

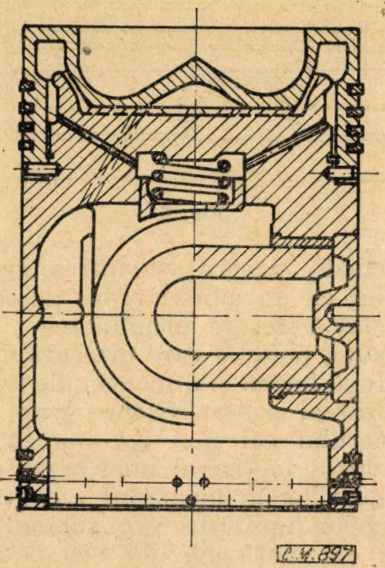


Fig. 1

În scopul ameliorării constructive a acestor motoare au fost realizate o serie de încercări asupra unui motor cu următoarele caracteristici : putere continuă — 113 CP/cil, turaţie — 1 500 rot/min, viteză medie a pistonului — 10 m/s, presiune medie — 9,6 kgf/cm², presiune maximă în cilindru — 113 kgf/cm². Pentru puterea maximă de 146 CP/cil, caracteristicile funcţionale erau : $n = 1\,650$ rot/min, $V_m = 11$ m/s, $p_m = 11{,}3$ kgf/cm², $p_{max} = 138$ kgf/cm².

Temperatura gazelor arse a fost de 457, respectiv 505°C.

S-a realizat o probă de durată de 1 000 h, intercalînd şi probe de încărcare maximă. O serie de defecte constructive au apărut la trecerea motorului de la starea rece la încărcarea

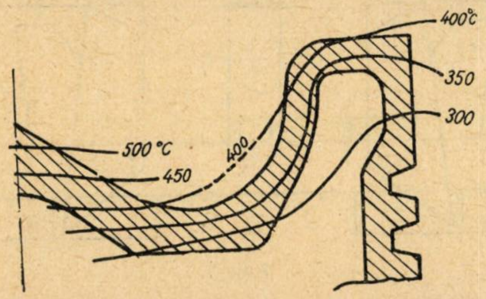


Fig. 2

maximă, datorite deci solicitărilor termice ; probele de funcţionare continuă au dat rezultate corespunzătoare.

Pistonul (fig. 1) din aliaj uşor şi cu fundul amovibil din oţel nichel-crom, răcit prin circulaţie de ulei, a prezentat, datorită încercărilor în suprasarcină, fisuri importante pornind dinspre cămaşa de răcire şi nu dinspre camera de ardere. Fisurile erau de tipul fisurilor de oboseală cu un număr redus de cicluri.

Solicitarea la compresiune (24,1 kgf/mm²) fiind inferioară limitei la oboseală a oţelului crom-nichel, s-au determinat curbele de distribuţie a temperaturii, rezultînd un vîrf important de temperatură la margine ; prin rotunjirea marginii vîrfurile de temperatură au fost micşorate (în fig.2 apar curbele de variaţie a temperaturii într-unul din cazurile analizate).

Efectuînd încercări pentru reproducerea solicitărilor termice (încălzire cu rezistenţe electrice şi răcire în gaze la 150 şi 600°C), s-au constatat, după 10^4 cicluri, fisuri microscopice în aceleaşi regiuni ca şi în cazul real al funcţionării motorului.

O serie de încercări convenţionale la oboseală la temperaturi ridicate pe diferite tipuri de pistoane au permis determinarea unei forme mai corespunzătoare a pistonului.

La pistoane din oţel inoxidabil (Ni — 15 %, Cr — 15 %, W — 2,5 %) fisurile au apărut pentru o presiune medie $p_m = 8$ kgf/cm², faţă de pistonul cu fundul din oţel crom-nichel, la care fisurile apar la $p_m = 10$ kgf/cm² ; nitrurarea pe o adîncime de 0,4 mm cu o menţinere de 100 h la 580°C a determinat ameliorarea caracteristicilor funcţionale.

Chiulasa cu patru supape de evacuare şi injector central a dat rezultate corespunzătoare atunci cînd materialul de fabricaţie a fost oţelul aliat. Încercări făcute cu chiulase din fontă maleabilă sau bronz cu mangan au indicat tendinţe de fisurare. Nu s-au constatat fisuri pentru oţelul aliat cu crom-nichel.

În ce priveşte supapele de evacuare s-au obţinut rezultate corespunzătoare pentru $p_m = 8$ kgf/cm² cu oţelurile obişnuite rezistente la temperatură (Ni — 14 %, Cr — 15 %, W — 2,5 % pentru supape şi W — 5 %, V — 0,4 % pentru sedii). Pentru $p_m = 11$ kgf/cm², supapele şi sediile au prezentat o uzură rapidă fiind necesară mărirea durităţii materialului pe suprafeţele de contact.

Probleme referitoare la supraalimentarea motoarelor în doi timpi de putere mare (Memoriu prezentat la Congresul CIMAC — Londra, aprilie 1965). G. Gyssler. În : Rivista di ingegneria, nr. 6, 1966.

Datorită consumului de energie, în instalaţiile de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă se înregistrează o tendinţă netă de ameliorare a caracteristicilor funcţionale ale acestor instalaţii.

Astfel, pentru a se limita creşterea consumului specific ce însoţeşte introducerea supraalimentării, s-a analizat în primul rînd influenţa fazelor distribuţiei asupra consumului specific. Pentru încercări au fost utilizate motoare în doi timpi, cu unul sau doi cilindri fără încălecarea evacuării, presiunea medie indicată de circa 10 kgf/cm², luminile de admisie şi evacuare fiind comandate de piston ; suflantele de supraalimentare folosite erau acţionate de turbine de tipul cu impulsuri.

Valoarea optimă a avansului la deschiderea luminilor de evacuare trebuie să permită, pe de o parte, acţionarea cu pierderi minime a instalaţiei de supraalimentare, iar pe de altă parte, presiunea gazelor de evacuare să fie suficientă pentru acţionarea instalaţiei.

Creşterea consumului specific datorită pierderilor de lucru mecanic util, în cazul supraalimentării este dată de relaţia :

$$\Delta_c = c_e\left(1+\frac{p_p}{p_i}\right)$$

în care :

c_e reprezintă consumul specific corespunzător diagramei indicate a ciclului normal ;
p_i — presiunea medie indicată ;
p_p — presiunea medie corespunzătoare lucrului mecanic utilizat pentru supraalimentare.

Dacă instalaţia de supraalimentare comportă o suflantă suplimentară acţionată prin transmisie de arborele motor, trebuie să se ţină seama şi de creşterea consumului specific determinată de această instalaţie.

În cazul acţionării prin turbine cu impulsuri, distribuitorul este divizat în secţiuni, fiecare primind gazele de evacuare de la un grup de doi sau trei cilindri.

Grupele de trei cilindri permit o funcţionare mai corespunzătoare a turbinei, fiecare sector al distribuitorului fiind alimentat fără întrerupere; variaţiile de presiune sînt mai reduse decît în cazul grupelor de doi cilindri, randamentul turbinei fiind mai mare. Prin mărirea avansului la deschiderea luminilor de evacuare la creşterea momentului rezistent este posibil, între anumite limite, să se suplinească necesarul de aer comprimat numai prin intermediul turbocompresorului. Creşterea avansului este însă limitată de o valoare maximă a presiunii medii indicate peste care apare fie micşorarea randamentului total, fie o solicitare termică exagerată a distribuitorului turbinei; în plus, încălecarea fazelor de evacuare a doi cilindri poate determina un reflux de amestec de aer şi gaze arse în cilindri la sfîrşitul baleiajului.

Pentru presiuni medii indicate ridicate este necesară punerea în funcţiune a unui compresor auxiliar acţionat de la arborele motor.

În cazul supraalimentării cu presiune constantă de alimentare a turbinei, evacuarea tuturor cilindrilor se face într-un singur colector de volum corespunzător, pentru a atenua creşterile periodice de presiune, turbina funcţionînd cu randament aproape constant.

Pentru a împiedica refluxul de gaze arse, colectorul este divizat în sectoare primind gaze de evacuare de la cilindrii în aceeaşi fază, sectoarele fiind separate prin orificii înguste care măresc rezistenţele de scurgere.

Prezenţa turbinei cu presiune constantă reduce durata evacuării cu 40—50% faţă de instalaţia cu turbină cu impulsuri. Se poate deci realiza o economie de consum specific de circa 4 gf/CPh, prin întîrzierea deschiderii luminii de evacuare şi folosind mai corespunzător lucrul mecanic de destindere.

Trebuie menţionat că avansul la deschiderea luminii de evacuare nu influenţează apreciabil bilanţul energetic al instalaţiei de supraalimentare, astfel încît nu se poate realiza supraalimentarea la variaţia regimului de putere numai cu un turbocompresor de presiune constantă, reieşind deci superioritatea celui cu impulsuri.

O soluţie de compromis comportă o instalaţie de supraalimentare în două trepte: turbinele de presiune înaltă funcţionînd cu impulsuri livrează gaze la presiune constantă distribuitorului turbinelor de presiune joasă. În acest caz se poate ameliora randamentul instalaţiei intercalînd o răcire între cele două trepte.

Răcirea aerului în sistemul de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă. V. S. Martinovski, B. A. Minkus, A. B. Barenboim, I. B. Steinberg. În: Holodilnaia tehnika, nr. 7, 1966.

Limitele şi eficienţa forţării motoarelor cu ardere internă prin supraalimentare sînt determinate pe de o parte de gradul de creştere a presiunii în suflantă, iar pe de altă parte de gradul de răcire ulterioară a aerului. Răcirea intermediară a aerului reduce temperaturile ciclului de lucru al motorului, micşorînd în acest mod încărcarea termică. În acelaşi timp, la o temperatură joasă a aerului, densitatea necesară se realizează la presiuni mici de supraalimentare, ceea ce conduce la reducerea presiunilor ciclului de lucru şi implicit a solicitărilor mecanice ale motorului.

Pentru răcirea aerului sub temperatura mediului ambiant sînt utilizate maşinile frigorifice cu compresiune de aer sau vapori. Ciclul frigorific cu aer este utilizat pentru răcirea motoarelor firmelor „Cooper — Bessemer" şi „Nordberg", iar cel cu vapori în cazul motoarelor firmei „Termomecanica", precum şi al celor fabricate de uzina din oraşul Penza.

În primul caz sistemul de supraalimentare este compus din două agregate turbocompresoare şi răcitoare de aer intermediare. După efectuarea proceselor de comprimare şi răcire temperatura aerului este micşorată prin destinderea într-un turbodetentor după care aerul este dirijat spre cilindrii motorului cu ardere internă. Cele două compresoare centrifugale sînt antrenate de o turbină cu gaze şi respectiv de către turbodetentor.

În schema „Nordberg" aerul atmosferic este iniţial comprimat într-un compresor centrifugal antrenat de o turbină cu gaze şi apoi răcit într-un răcitor cu apă. În continuare aerul intră în cilindrii motorului ale cărui supape de admisiune se închid înainte ca pistonul să ajungă în punctul mort inferior. La deplasarea pistonului în jos, temperatura aerului scade ca urmare a destinderii.

În cel de-al doilea caz (schema uzinei din Penza) gazele de evacuare antrenează două turboagregate de aer şi respectiv freon. Aerul comprimat în compresor trece printr-un răcitor cu apă şi apoi prin răcitorul cu freon. Vaporii de freon formaţi în procesul de vaporizare sînt comprimaţi în cel de-al doilea compresor, după care se condensează într-un condensator. Lichidul format este laminat şi dirijat spre răcitorul de aer cu freon.

Rezultatele calculelor demonstrează că în cazul unei presiuni de supraalimentare de 1,5 at consumul de energie al ciclului frigorific cu vapori, în funcţie de temperatura aerului, este de 2,7...3,2 ori mai mic decît în cazul ciclului „Cooper — Bessemer" şi de 3,2...3,7 ori decît pentru ciclul „Nordberg". Creşterea consumului de energie o dată cu creşterea presiunii de supraalimentare şi scăderea temperaturii este mai rapidă în cazul ciclurilor frigorifice cu aer.

Maşina frigorifică cu vapori poate fi utilizată atît la supraalimentarea motoarelor în patru timpi, cît şi a celor în doi timpi. Maşina frigorifică cu aer nu poate fi aplicată în cazul motoarelor în doi timpi din cauza energiei reduse a gazelor de evacuare.

Ciclul frigorific cu vapori este interesant şi prin aceea că poate utiliza căldura sistemului de răcire, precum şi cea a gazelor evacuate.

Experienţa firmei „Termomecanica" are la bază utilizarea unei instalaţii frigorifice cu absorbţie cu soluţie hidroamoniacală care funcţionează cu ajutorul energiei gazelor evacuate. Dezavantajul principal al acestei instalaţii constă în greutatea şi dimensiunile mari ale instalaţiei, precum şi în consumul important de apă de răcire.

Uzina de motoare Diesel din oraşul Penza împreună cu OTIPHP a elaborat o instalaţie mai perfecţionată pentru răcirea aerului. În schema acestei instalaţii după turbina cu gaze este introdus un generator de vapori de freon. Din generator vaporii sînt dirijaţi într-o turbină cu freon, dispusă pe acelaşi arbore cu un compresor centrifugal cu freon. După destinderea în turbină, agentul frigorific este condensat şi reintrodus în generator cu ajutorul unei pompe.

Perfecţionarea în continuare a schemei constă în utilizarea în calitate de generator a spaţiului de răcire a motorului.

Pentru motoarele Diesel de mică putere şi motoarele în doi timpi de transport este raţională utilizarea unui compresor cu piston sau rotativ cu acţionare de la arborele motorului. În cazul motoarelor de transport de mare putere se recomandă folosirea agregatului turbocompresor. Instalaţiile frigorifice cu absorbţie se pot aplica motoarelor navale şi staţionare atunci cînd există suficientă apă de răcire.

Studiul uzurii talerului supapei şi a ghidului de supapă la motorul Diesel SMD — 14. B. S. Eremenko şi V. Iu Bahteli. În: Traktori i selhozmaşini, nr. 6, 1966.

Uzura îmbinărilor taler-scaune de supapă exercită o însemnată influenţă asupra duratei de funcţionare a motoarelor Diesel, constituind unul dintre factorii hotărîtori în ceea ce priveşte siguranţa de funcţionare a mecanismului de distribuţie şi periodicitatea reglării jocurilor. În vederea stabilirii influenţei diferiţilor factori asupra uzurii supapelor şi a scaunelor s-au efectuat experimentări pe motorul Diesel SMD — 14.

Examinînd micromăsurările făcute pe un număr de astfel de motoare, s-a constatat că uzura cea mai mare este ocupată de supapele de admisie şi scaunele acestora, depăşind cu 25% uzura supapelor de evacuare şi a scaunelor respective. Factorii luaţi în considerare în cadrul experimentărilor au fost jocul în mecanismul de distribuţie şi viteza de aşezare a supapei pe scaun, condiţiile de montare a arcurilor de supape, acţiunea forţei datorite presiunii gazelor din cilindru, rigiditatea talerului supapei, ungerea îmbinării şi gradul de supraalimentare.

Dependenţa uzurii S_1 faţă de jocul în mecanismul de distribuţie Δ a fost studiată pe un motor fără pistoane şi biele, antrenat de un electromotor de curent continuu prin intermediul unei transmisii cu curele. Ungerea talerelor supapelor şi a scaunelor a fost realizată prin pulverizarea uleiului vehiculat prin lagăre şi canalele din arborele cotit. La încercările fără ungere s-au montat scaune de supapă cu orificii închise în partea inferioară şi s-a asigurat alimentarea cu ulei a mecanismului de acţionare a supapelor. Încercările s-au desfăşurat la turaţia de 1 500 rot/min în cicluri de cîte 25 h. Rezultatele încercărilor sînt prezentate în figura 1 (*1* — fără ungere ; *2* — cu ungere).

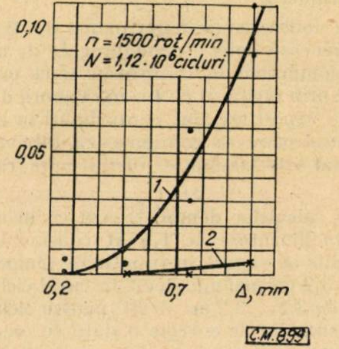


Fig. 1

Pentru studierea influenţei forţei datorite presiunii gazelor din cilindru s-a folosit o instalaţie de simulare, cuprinzînd un vibrator antrenat de un electromotor de curent continuu, ce pune în mişcare oscilatorie o grindă articulată, care transmite încărcarea la supapă. În figura 2 se arată variaţia uzurii S_2 în funcţie de forţa P datorită gazelor din cilindru (*1* — fără ungere ; *2* — cu ungere).

Pentru determinarea uzurilor s-au folosit şi formule empirice de forma

$$S_1 = A\,(v^{1/2} - 0{,}258)^2 nt \qquad (1)$$

şi

$$S_2 = B[1 + 1{,}04\,(0{,}001\,P - 1)^3]\; nt \qquad (2)$$

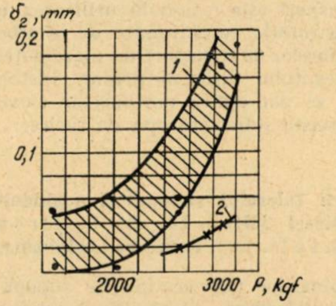


Fig. 2

în care :

v este viteza de aşezare a supapei pe scaun ;

n — turaţia arborelui cotit ;

t — durata de funcţionare ;

A şi B — coeficienţi avînd respectiv valorile $0{,}45 \cdot 10^{-6}$ şi $0{,}25 \cdot 10^{-6}$ — în cazul funcţionării fără ungere, iar în cazul funcţionării cu ungere — valorile $0{,}22 \cdot 10^{-6}$ şi $0{,}065 \cdot 10^{-6}$.

Reglînd jocul supapelor de admisie la valoarea nominală (0,45 mm), la turaţia de 1 700 rot/min, se realizează viteza de aşezare pe scaun $v = 0{,}25$ m/s ; cu aceste valori şi cu forţa datorită presiunii gazelor $P = 1\,320$ kgf, corespunzătoare presiunii maxime de 67 kgf/cm^2 şi suprafeţei talerului supapei de 19,6 cm^2, suma rezultatelor obţinute din formulele (1) şi (2) pentru durata $t = 3\,000$ h dă uzura totală de 0,41 mm în cazul funcţionării fără ungere.

La motorul SMD—14 turbosupraalimentat s-a obţinut aproximativ aceeaşi uzură a îmbinării supapă de admisie-scaun, în timp ce uzura îmbinării supapă de admisie-scaun a crescut de 7—8 ori. Pentru a micşora această creştere a fost necesar să se asigure un regim mai eficient de ungere la supapele de admisie.

În ceea ce priveşte condiţiile de montare a arcurilor de supapă, încercările au arătat că mărirea forţei de comprimare duce la majorarea uzurii. Astfel, pentru o creştere a forţei de precomprimare de la 14 la 36,5 kgf, la un joc de 0,75 mm, uzura în cazul funcţionării fără ungere s-a majorat cu 20 %.

Influenţa jocului unghiular al roţilor directoare asupra stabilităţii tractoarelor. M. S. Krinko. În : Tractorî i selhozmaşinî, nr. 6, 1966.

Datorită uzurii articulaţiilor şi reglajului necorespunzător al mecanismului de direcţie, roţile directoare ale tractoarelor pot acuza o deviere de la poziţia neutră, caracterizată prin mărirea jocului lor unghiular. Pentru a studia influenţa acestui joc asupra stabilităţii tractoarelor se utilizează doi parametri : mărimea devierii y şi viteza de deviere v_y, definite prin relaţiile :

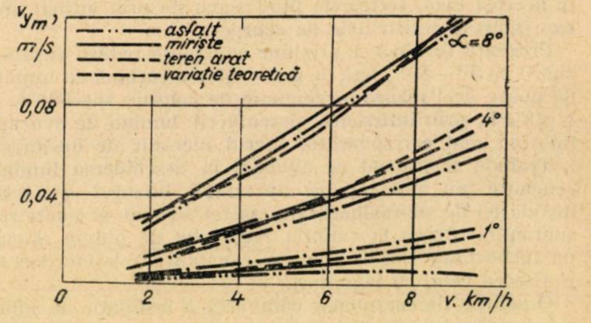


Fig. 1

$$y = s \sin \frac{\alpha s}{2L}, \text{ m};$$

$$v_y = v \sin \frac{\alpha s}{2L} + \frac{s}{2L}\,(\alpha_v + s\,\omega) \cos \frac{\alpha s}{2L}, \text{ m/s},$$

în care :

α este jocul unghiular al roţilor directoare ;

L — lungimea bazei tractorului ;

ω — viteza unghiulară de deviere a roţilor directoare de la poziţia neutră ;

v — viteza de deplasare a tractorului ;

s — spaţiul parcurs de tractor între momentele de acţionare a direcţiei de către tractorist.

Viteza medie de deviere este dată de formula :

$$v_{y_m} = \frac{y}{t} = \frac{v}{2} \sin \frac{\alpha s}{2L} + \frac{s}{4L}\,(\alpha v + s\,\omega) \cos \frac{\alpha s}{2L}, \text{ m/s},$$

unde t este durata devierii. În condiţii normale $\alpha = 3 - 6°$.

Pentru definitivarea calculelor teoretice şi pentru obţinerea de date complete privind variaţia jocului unghiular al roţilor directoare în timpul deplasării tractorului, s-au efectuat încercări pe tractorul MTZ—7M. Jocul unghiular a fost determinat cu ajutorul unor discuri gradate montate pe bara de direcţie, de o parte şi de alta a roţilor şi a aparaturii tensometrice. Pentru reglarea jocului unghiular s-a folosit butonul de reglare plasat în orificiul frontal al tirantului longitudinal. Încercările de cale s-au desfăşurat cu fixare mecanică a direcţiei în poziţia neutră, pe porţiuni egale, fără declivitate, de asfalt, mirişte şi teren arat, la mers în gol cu puntea din faţă decuplată.

S-a constatat că în aceste condiţii jocul unghiular duce la devierea tractorului de pe direcţia de deplasare dată. Cea mai mare valoare înregistrată a jocului unghiular a depăşit cu 10—20% valoarea reglată, ceea ce se explică prin deformarea elastică a organelor transmisiei. La creşterea vitezei de deplasare a tractorului de 4,6 ori, valoarea medie a jocului unghiular şi frecvenţa devierii roţilor directoare de la poziţia neutră s-au majorat de 1,5 — 2 ori, iar spaţiul parcurs de tractor între momentele de deviere s-a micşorat de 1,5 — 1,8 ori. Mărimea şi frecvenţa devierilor au fost superioare în cazul încercărilor pe teren arat.

Dependenţa vitezei medii de deviere faţă de viteza de deplasare a tractorului şi de jocul unghiular este prezentată în figura 1.

O nouă metodă pentru determinarea şi controlul corosivităţii gazelor arse. În : Werkstoffe und Korrosion, nr. 12, 1965.

O metodă nouă pentru controlul continuu al proceselor chimice însoţite de fenomene de corodare ale gazelor de evacuare a fost pusă la punct în ultimul timp (R.F.G.).

Metoda, fundamentată pe determinarea şi controlul diferenţei de potenţial electric realizat prin intermediul unui cuplu de electrozi, comportă folosirea unei sonde speciale acoperite cu înveliş rezistent din punct de vedere termic şi cuprinzînd un electrolit semisolid (o sare de reducere oxidantă) în care sînt plasaţi cei doi electrozi formînd partea principală a captatorului.

Electrozii avînd un diametru de 3 mm prezintă o dispoziţie specială în cadrul sondei. Astfel, unul dintre electrozi (electrodul de investigare) pătrunde prin învelişul termorezistent al sondei, fiind în contact direct cu masa gazelor de evacuare, în timp ce al doilea (electrodul de referinţă) este complet protejat de acţiunea acestor gaze.

Pe suprafaţa electrodului de investigare supusă acţiunii gazelor evacuate se formează un strat de oxid, stabilindu-se între cei doi electrozi o diferenţă de potenţial care poate fi pozitivă sau negativă, în funcţie de acţiunea oxidantă sau reductoare a gazelor. Această diferenţă de potenţial poate fi măsurată şi înregistrată.

În timpul funcţionării instalaţiei, diversele elemente solide, lichide sau gazoase, ce intră în compoziţia gazelor de evacuare prezintă tendinţa de a reacţiona chimic cu pelicula formată pe electrodul de investigare, înlăturînd astfel echilibrul termoelectric al circuitului. Polaritatea de valoare a diferenţei de potenţial înregistrată caracterizează procesul electrochimic realizat asupra electrodului de investigare, indicînd corosivitatea gazelor de evacuare, ca şi acţiunea oxidantă sau reductoare a acestora.

Încercările efectuate au permis punerea la punct a metodei; o instalaţie de reglaj bazată pe principiul considerat este în prezent în funcţiune într-o centrală termoelectrică de mare capacitate permiţînd funcţionarea sistemelor de ardere în condiţii de randament maxim.

Trebuie adăugat că suprafeţele tuburilor generatorilor de vapori la care s-a montat noua instalaţie de control şi reglaj nu prezintă semne vizibile de corodare nici după 26 000 h de funcţionare.

Instalaţie frigorifică cu compresoare rotative de tip „Rotasco". A. G. Ionov. În : Holodilnaia tehnika, nr. 7, 1966.

Pentru conservarea prin frig a peştelui, anumite nave aflate în exploatare în U.R.S.S. sînt echipate cu instalaţii frigorifice prevăzute cu compresoare rotative de tip „Rotasco". Aceste compresoare fabricate în Japonia prezintă o serie de avantaje faţă de compresoarele cu piston. Avantajul principal constă în posibilitatea de a funcţiona la rapoarte mari de creştere a presiunii într-o singură treaptă. Numărul redus de prese în mişcare supuse uzurii, cum şi lipsa supapelor de aspiraţie măreşte siguranţa în exploatare, simplifică deservirea şi reparaţiile.

Compresoarele rotative model RL—300 şi RL—150 funcţionează la $t_0 = -40°C$, $t_c = +35°C$ şi raport de presiuni $p_c/p_0 = 14$. Puterea frigorifică a compresoarelor este de 217, respectiv 131,5 mii kcal/h.

Maşina frigorifică este compusă din mai multe agregate printre care se numără compresorul cu electromotorul, separatorul şi răcitorul de ulei, filtrul, releul de presiune, panoul cu manometre şi aparatura electrică.

Compresorul „Rotasco" constă dintr-un corp, rotorul şi placa de alunecare cu mecanismul de antrenare.

Corpul serveşte drept cilindru pentru rotor şi ca loc de dispunere a plăcii de alunecare. În cele şase orificii aflate în partea superioară a corpului sînt montate supapele de refulare. Uleiul se acumulează într-o cameră dispusă lîngă zona de aspiraţie de unde, prin intermediul unui plutitor, trece în spaţiul de aspiraţie. Răcirea compresorului se realizează cu ajutorul unei cămăşi de apă care înconjoară cilindrul.

Rotorul este dispus excentric pe arbore. Rostogolindu-se pe suprafaţa interioară a cilindrului, rotorul separă spaţiul de lucru al cilindrului în două : spaţiul de aspiraţie şi cel de refulare.

Placa de alunecare care execută mişcări oscilatorii se află în contact permanent cu partea superioară a pistonului şi separă spaţiile de aspiraţie şi refulare.

O particularitate interesantă a compresorului constă în eliminarea pompei de ulei, ceea ce simplifică considerabil construcţia maşinii. Uleiul circulă pe seama căderii de presiune în separatorul de ulei şi în sistemul de ungere al compresorului.

Datorită răcirii intense cu apă şi ulei a compresorului se evacuează o cantitate importantă de căldură, astfel încît, spre deosebire de compresoarele cu piston, compresoarele „Rotasco" sînt caracterizate prin temperaturi de compresiune mult mai reduse.

Numărul redus de prese în mişcare, asigurarea unei ungeri şi răciri corespunzătoare, calitatea execuţiei preselor permit mărirea perioadei de exploatare pînă la prima demontare la 2—4 ani.

O transmisie cu turaţie variabilă realizată cu bare de torsiune. În : Machine Design, nr. 13, vol. 37.

Schiţa dispozitivului de transmitere considerat apare în figura 1 şi se compune în principiu din : axul motor *1*, barele de torsiune *2*, dispozitivul cu excentric *3*, manetonul *4*, roţile dinţate *5* fixate pe cele patru bare de torsiune *2* şi axul condus *6*. Din examinarea schiţei reiese că barele de torsiune oscilează în timpul funcţionării mecanismului de transmitere, amplitudinea mişcării de oscilaţie fiind funcţie de excentricitatea manetonului *4*. Trebuie observat că, în acelaşi timp, excentricitatea considerată este funcţie de unghiul de oscilaţie al barelor de torsiune.

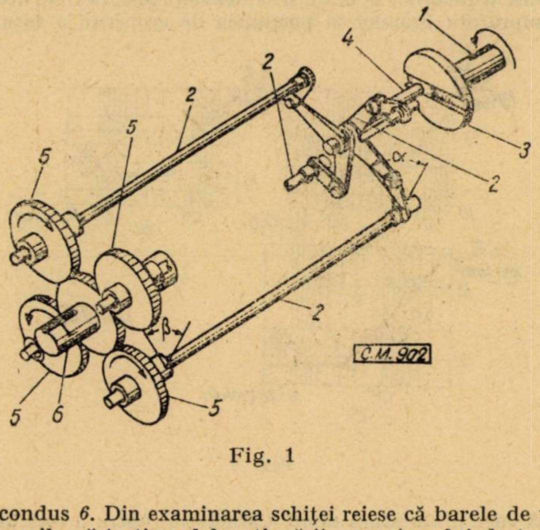


Fig. 1

Roţile dinţate *5* prezintă un sens de rotaţie determinat (de exemplu cel din figura 1), momentul transmis axului condus *6* variind mai mult sau mai puţin, în funcţie de reglajul mecanismului.

Momentul rezistent aplicat la axul condus face ca unghiul de torsiune β al unei bare de torsiune *2*, către extremitatea pe care este fixat angrenajul, să fie inferior unghiului α corespunzător extremităţii dinspre axul motor. Rezultă deci posibilitatea de autoreglare a turaţiei şi momentului la axul condus în funcţie de turaţia şi sarcina necesară.

Studiul influenţei corectării deformaţiilor arborilor cotiţi asupra rezistenţei la oboseală. A. P. Antonov şi N. M. Mihin. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 6, 1966.

Pentru a studia influenţa corectării deformaţiilor arborilor cotiţi care echipează motorul D — 37M asupra rezistenţei la oboseală s-au efectuat încercări pe trei serii de arbori. Seria I a cuprins arborii cotiţi cu deformaţie minimă (0,5 mm) înainte de călirea CIF a fusurilor, deformaţiile nefiind corectate după călire, seria II — arborii cotiţi cu deformaţia de 1,0 — 1,5 mm înainte de călire şi de 0,5 — 1,0 mm după călire, iar seria III — arbori cotiţi cu deformaţia de 2,5 — 3 mm înainte de călire şi 1,5 — 2 mm după călire. Pentru realizarea valorilor scontate ale bătăilor, numărul de apăsări ale presei de corectare a variat între trei şi 15.

Condiţiile de încărcare în timpul încercărilor au fost stabilite pe baza analizei statistice a deformaţiilor survenite în exploatare la 52 arbori. Inspectînd curba de distribuţie a diferenţialului în timp, s-a constatat că aproximativ 70 % din arbori au fost scoşi din funcţiune la mai puţin de 1 000 de ore de exploatare, datorită deficienţelor tehnologice care determină apariţia amorselor de rupere la oboseală şi distrugerea arborilor în perioada iniţială de funcţionare. Cele mai frecvente ruperi la oboseală s-au produs în zona de racordare a fusurilor la braţe.

În conformitate cu analiza menţionată, încercările la oboseală prin încovoiere au fost executate pe bancul tip UM — 4, cu frecvenţa de încărcare de 1 450 cicluri/min ; la aceste încercări au fost supuse epruvete constituite din coturi detaşate din arbori cotiţi complet uzinaţi dispuse pe banc în aşa fel încît planul cotului să fie situat în planul de acţionare a încărcării dinamice. Instalaţia a fost tarată static şi dinamic, baza de încărcare fiind stabilită la 10 milioane de cicluri. Pentru obţinerea porţiunii înclinate a curbei de rezistenţă, încercările au fost conduse la trei nivele de încărcare, în fiecare nivel fiind încercate trei-patru epruvete pînă la apariţia amorselor de rupere la oboseală.

S-a constatat că, de regulă, amorsele apar în zona de racordare a fusurilor la braţe şi se dezvoltă apoi în linie dreaptă pe suprafaţa braţelor în porţiunea de acoperire a fusurilor, după care progresează rapid. Caracterul ruperii a fost identic cu cel al distrugerilor din exploatare.

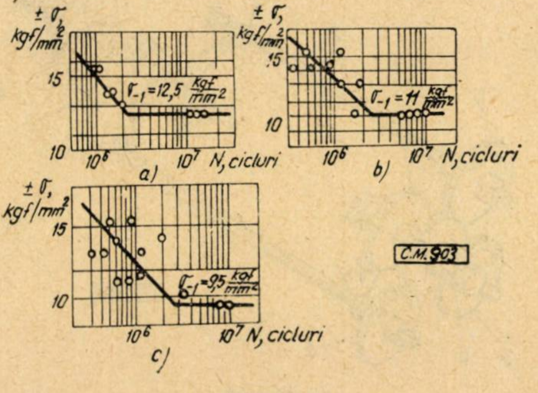


Fig. 1

Curbele de oboseală trasate pe baza rezultatelor încercărilor sînt prezentate în figura 1 (*a* — arbori cotiţi din seria I ; *b* — seria II ; *c* — seria III).

Se observă că datorită corectării deformaţiilor limita de oboseală s-a micşorat. Experimentările au mai arătat că apariţia amorselor de rupere, caracterul dezvoltării lor şi limita de oboseală sînt puternic influenţate de calitatea suprafeţelor racordărilor dintre fusuri şi braţe.

Cuplaj din material plastic armat cu resort din oţel. În : Machine Design, nr. 13, vol. **37**.

Dispozitivul de cuplare schiţat în figura 1 este realizat (A.E.I. Aircraft Equipment Group — Coventry) dintr-o masă de elastomer *1* armată cu un resort *2* din oţel.

Momentul motor este transmis prin intermediul nervurilor longitudinale *4*, determinate prin presare.

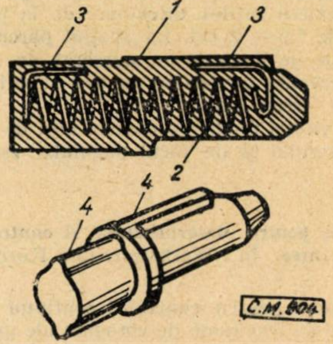


Fig. 1

Rolul resortului de armare este de a mări momentul motor ce poate fi transmis. Se observă din figura 1 că cele două extremităţi *3* ale resortului *2* sînt îndoite în mod corespunzător pentru a nu permite desprinderea resortului de masa de elastomer şi alunecarea relativă respectivă.

Tip de pompă de o concepţie nouă. În : Rivista di meccanica, nr. 382, iulie 1966.

Noul tip de pompă a fost realizat (Watson — Marlow Air Pump Co., Anglia) pentru a se putea elimina o serie de inconveniente inerente pompelor obişnuite. Astfel, construcţia respectivă neprezentînd axe de trecere, ventile sau garnituri de etanşare, sînt eliminate pierderile de lichid sau amestecarea acestuia cu aerul. În plus, datorită materialului din care e fabricată se înlătură posibilitatea de blocare sau cea de corodare chimică.

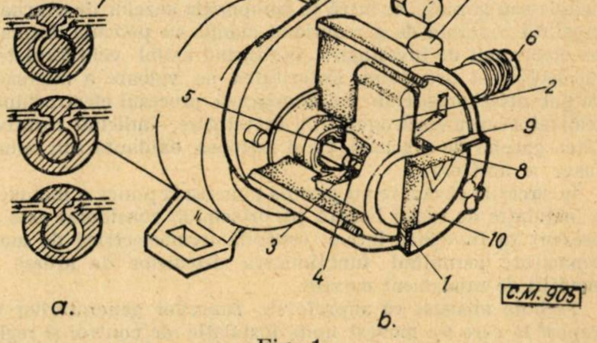


Fig. 1

În figura 1 apar atît schiţa generală a pompei (fig. 1, *b*) cît şi schema ciclului funcţional (fig. 1, *a*).

În principiu, pompa este de tipul volumic, elementul activ fiind constituit dintr-un loc de pompare *1*, ataşat printr-un peduncul *2* de corpul pompei şi rotindu-se cu o mişcare planetară în acest corp. Mişcarea respectivă este realizabilă întrucît atît corpul pompei cît și lobul de pompare sînt realizate din material plastic.

Mișcarea este transmisă de la motor printr-un ax motor *5* exterior pompei, un excentric simplu *3* și un lagăr *4*, care transformă mișcarea de rotație într-una planetară. Trebuie observat că niciunul din organele transmisiei nu vine în contact direct cu lichidul pompat. Lobul de pompare împarte în două spațiul liber din corpul pompei, iar mișcarea sa (fig. 1, *a*) permite admisia și refularea în funcție de variația volumului celor două spații create prin poziția excentrică a lobului.

În figura 1, *b* mai apar : conductele de admisiune *6* și *7*, camera de pompare *8*, inelul de etanșare *9* și discul de protecție *10*. Intrarea și ieșirea pot fi plasate în trei poziții relative diferite, iar agregatul poate fi înzestrat cu patru dispozitive de montaj permițînd astfel montarea pompei în diverse situații.

Pompa este reversibilă, iar debitul este 555 l/h pentru o diferență de nivel nulă, 410 l/h pentru 3 m și 273 l/h pentru 6,1 m diferență de nivel.

Presă cu membrană de cauciuc. În : Iron Age Metalworking International, nr. 12, 1965.

În figura 1 apare schema unui dispozitiv hidraulic realizat (Swedish aircraft and automotive manufactures SAA) în scopul măririi posibilităților de lucru ale preselor de ambutisat.

Notațiile din figura 1 reprezintă : *1* — piston ; *2* — cilindrul presei ; *3* — ulei ; *4* — membrană de cauciuc ; *5* — flanșe de reținere ; *6* — materialul de prelucrat (tablă) ; *7* — poanson ; *8* — intrarea aerului comprimat ; *9* — rezervor de colectare ; *10* — robinet de reglaj și *11* — pernă hidropneumatică.

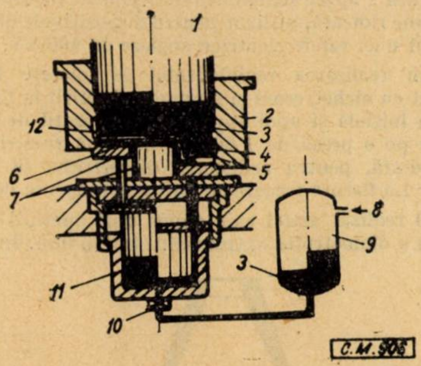


Fig. 1

Din figură reiese că procedeul folosit este un procedeu de formare fluidă. Jumătatea superioară a dispozitivului este formată dintr-o cameră *12* plină cu ulei, etanșată cu ajutorul membranei elastice *4* fixată pe flanșa de reținere *5* ; flanșa de reținere poate fi înlocuită în funcție de forma necesară de prelucrat. Perna hidropneumatică *11* permite reglarea deformațiilor materialului prelucrat.

Dimensiunile piesei ambutisate pot fi schimbate variind dimensiunile membranei ; totodată se pot varia adîncimea de ambutisare și presiunea specifică.

Noi tipuri de scule așchietoare din aliaje dure la uzina de scule din Moscova. A. M. Lein și L. S. Kerbikov. În : Mașinostroitel, nr. 6, 1966.

La uzina de scule din Moscova s-au fabricat noi tipuri de scule din aliaje dure, superioare sculelor din oțel rapid și aliat, din punctul de vedere al productivității și durabilității.

Astfel de scule noi sînt frezele-deget din aliaj VK6M cu partea așchietoare dintr-o bucată, cu diametrul de 14, 16 și 18 mm, destinate pentru prelucrarea oțelurilor și aliajelor greu prelucrabile (fig. 1).

Utilizarea acestor freze la prelucrarea canelurilor și colțurilor sau la teșirea pragurilor antrenează creșterea productivității de 2—3,5 ori, asigurînd o precizie ridicată de execuție. Durabilitatea frezelor deget din VK6M este de 12—16 ori mai mare decît durabilitatea frezelor din oțel rapid. Pasul circular al frezei-deget este variabil, dînd naștere la perioade inegale de lucru ale dinților alăturați. Adîncimea și raza de curbură a fundului canelurilor frezei sînt mari, contribuind la o mai eficientă evacuare a șpanului, posibilitatea de lipire a acestuia sau de formare a rizurilor pe suprafața prelucrată fiind exclusă chiar în cazul prelucrării cu avansuri mari.

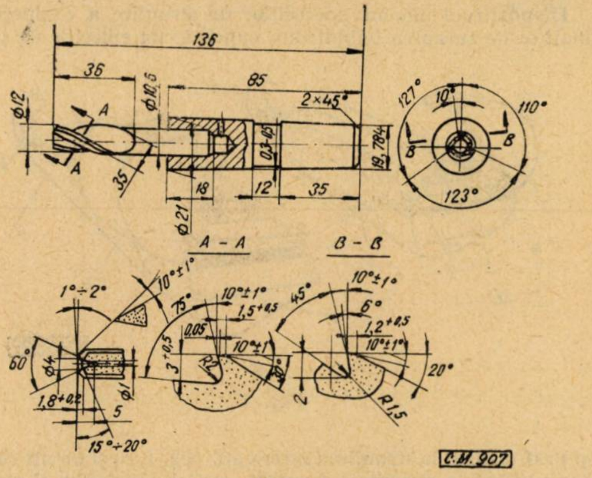


Fig. 1

Mărirea unghiului de înclinare a canelurilor pentru șpan determină creșterea uniformității de așchiere a dinților frezei și sporirea numărului de dinți care lucrează simultan.

Alte scule recent introduse în fabricație sînt broșele de aliaje dure. Utilizarea dinților de prelucrare și calibrare de aliaj dur face posibilă broșarea pieselor de fontă cu viteze de 120—135 m/min.

În figura 2 este prezentată o broșă cu 27 de cuțite din aliaj dur VK6M, dintre care 17 de prelucrare și 10 de calibrare. Broșa este prevăzută cu 17 canale pentru sfărîmarea șpanului. Cuțitele pot fi înlocuite în cazul uzării sau deplasării lor în raport cu corpul broșei. Unghiul de degajare al cuțitelor se alege între 5 și 8°. Variațiile vitezei de așchiere, ale avansului pe dinte, ale unghiului de degajare și ale debitului de lichid de răcire-ungere pot provoca apariția depunerilor de material pe piesa prelucrată, care duc la deteriorarea muchiilor așchietoare.

În cadrul încercărilor efectuate cu broșe din aliaj dur s-au executat orificii cu diametrul de 45 mm în butucul unor roți de fontă pentru reductoare. Încercările au demonstrat avantajul noului tip de broșă față de cele obișnuite : viteza de așchiere de trei ori mai mare, determinînd mărirea de patru ori a productivității operației, durabilitatea sporită de 15—18 ori etc. Broșele de aliaj dur pot fi ascuțite de la 4 la 30 de ori.

Pentru calibrarea orificiilor canelate ale pinioanelor după tratamentul termic, s-au confecționat broșe cu inele din aliaje dure VK6M și VX8, care asigură o precizie înaltă de execuție chiar în cazul variației regimului de lucru. De asemenea, s-au realizat scule pentru danturare din aceleași materiale, prin metoda plastifierii, cu o durabilitate de 18—20 ori mai mare decît sculele din oțel rapid, la o viteză de așchiere sporită de 3—5 ori.

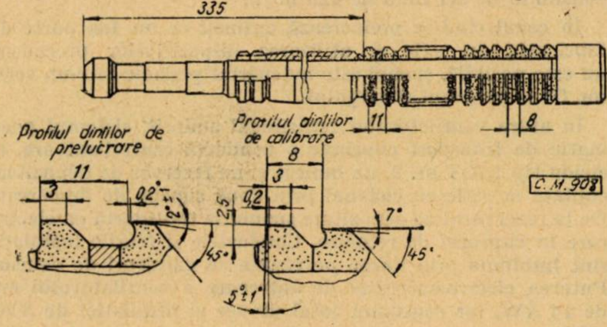

335
Profilul dinților de prelucrare
Profilul dinților de calibrare
11
8
11
3
0,2
2°
45°
8
3
0,2
2,5
7°
45°
5°±1°
C.M.908

Fig. 2

Instalaţie pentru îndepărtarea şpanului şi prafului. V. V. Morhat. În : Maşinostroitel, nr. 6, 1966.

La uzina de reparat locomotive Diesel din Astrahan s-a proiectat şi introdus în fabricaţie o instalaţie pentru colectarea şi transportarea şpanului şi prafului de la strunjirea cuzineţilor de bronz cu babbit ai arborilor cotiţi.

Dispozitivul aferent operaţiilor de strunjire a cuzineţilor, înainte de turnarea babbitului, cuprinde un colector de şpan şi praf utilizat la strunjirea interioară (fig. 1, *a*) şi un alt colector utilizat la strunjirea frontală, teşirea muchiilor şi strunjirea exterioară (fig. 1, *b*). Fiecare colector este format din portscula *1* cu cuţitul *2* şi şuruburile de strîngere *3*, captatorul *4* confecţionat din tablă sudată de 3 mm, conducta *5* cuplată cu furtunul *6*, care face legătura cu sistemul pneumatic de transport, şi capacul basculant de vizitare *7*. Particularitatea colectorului pentru strunjirea interioară constă în forma captatorului şi conductei, condiţionată de mărimea redusă a diametrului interior al cuzinetului. Parametrii optimi ai orificiului de aspiraţie se stabilesc prin modelare.

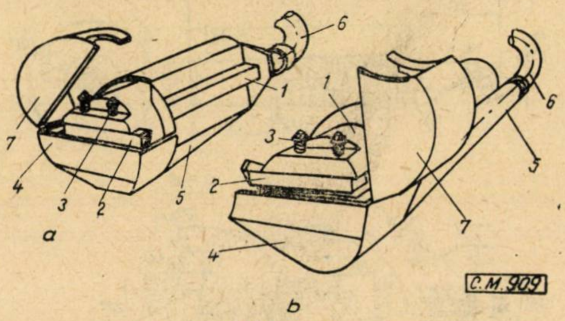


Fig. 1

Principiul constructiv şi funcţional al instalaţiei se bazează pe utilizarea energiei cinetice a curentului de şpan ce pătrunde în orificiul de aspiraţie, antrenînd şi particulele sub formă de praf din materialul prelucrat. Instalaţia face şi oficiul de filtru, deoarece curgerea aerului în secţiunile de aspiraţie, comandată de ventilatorul centrifugal tip VVD nr. 9 al sistemului pneumatic de transport, asigură îndepărtarea particulelor fine de metal prelucrat aflate în suspensie. Viteza medie a curentului de aer în secţiunile de aspiraţie este de 8 — 9,6 m/s, iar viteza de transport a şpanului în furtunul *6* — de 30 — 31,5 m/s. Consumul de aer pentru ambele colectoare este de 470 m^3/h.

În cursul finisării exterioare a cuzinetului, după turnarea babbitului, se utilizează un dispozitiv similar cu cel prezentat în figura 1, *b*. Praful de plumb este antrenat prin interiorul arborelui maşinii către un buncăr cuplat cu sistemul pneumatic de transport. Viteza curentului de aer pe suprafaţa cuzinetului este de 2,8 m/s, iar în interiorul arborelui maşinii de 29 m/s, consumul de aer fiind de 420 m^3/h.

În cazul cînd se prelucrează cuzineţi ce nu fac parte din fabricaţia de serie şi utilizarea dispozitivelor precedente nu este posibilă, şpanul este îndepărtat periodic într-un colector fixat pe patul strungului.

În afara ventilatorului centrifugal amintit, sistemul pneumatic de transport cuprinde o conductă centralizatoare, un ciclon tip LIOT nr. 2, un buncăr şi un rezervor de depozitare, cuplate în serie cu ciclonul prin două supape de descărcare. De la rezervorul de depozitare şpanul se transportă cu electrocare la cuptorul de retopire. Conductele şi teurile instalaţiei sînt îmbinate prin flanşe prevăzute cu garnituri de cauciuc. Puterea electromotorului de antrenare a ventilatorului este de 14 kW, iar consumul total de aer al instalaţiei de 3 200 m^3/h.

Dispozitiv portsculă permiţînd reglarea sfărîmătorului de aşchii. În : Techniques mondiales, nr. 4, 1966.

Se utilizează în prezent dispozitive portsculă la care pot fi adaptate sfărîmătoare de aşchii folosite pe maşini-unelte, în special pentru strunguri.

În general, însă, aceste dispozitive nu permit reglarea poziţiei sfărîmătorului de aşchii suficient de precis în raport cu scula.

Un nou dispozitiv, tinzînd la înlăturarea acestui inconvenient, a fost realizat (Société des Poudres Métalliques et des Alliages spéciaux, Uzine-Carbone, Paris) pentru a permite un reglaj simplu şi corect al sfărîmătorului fără a afecta poziţia sculei.

Dispozitivul comportă mai multe variante constructive care însă, în principiu, se bazează pe următorul aspect fundamental : portscula comportă o falcă deplasabilă în sens opus şi care poate fi fixată prin înşurubare pe portsculă, blocînd în această situaţie atît scula cît şi sfărîmătorul de aşchii ; într-un locaş de pe sfărîmător se plasează capătul liber al unei lame elastice, fixată sub falca de blocare deplasabilă. Cînd sfărîmătorul de aşchii se află în poziţie de lucru, exercită o apăsare asupra sculei pe care o menţine fixată pe un suport.

Ajustarea sfărîmătorului de aşchii în raport cu tăişul sculei se realizează în mod rapid, prin rotirea unui şurub de reglaj după ce sfărîmătorul a fost deblocat.

Şurubul de reglaj determină fălcii de blocare o mişcare rectilinie şi deci deplasează sfărîmătorul fără a schimba poziţia sculei. Totodată, se poate schimba scula acţionînd numai asupra şurubului de strîngere, fără a deplasa sfărîmătorul care rămîne în poziţia sa iniţială faţă de şurubul de reglaj.

Recipient pentru aer la presiune înaltă. În : Metal Treatment, februarie 1965.

În figura 1 apare schematic un recipient metalic pentru aer la presiune ridicată, utilizat pentru dispozitivele de întrerupere în cadrul unei reţele electrice engleze de 400 kV.

Pentru realizarea recipientului se folosesc lingouri din oţel aliat cu nichel, crom şi molibden, încălzit la 1270°C pentru găurirea iniţială şi apoi supuse unei operaţii de forjare prin trefilare pe o presă de 1 500 tf, cu două treceri şi încălzire intermediară, pentru reducerea diametrului la 810 mm la interior. La fiecare trecere se obţine o reducere de 22 %.

Tubul realizat astfel este supus unei operaţii de reducere (la cald) a diametrului extremităţii la 450 mm. În continuare, deschizătura este prelucrată pentru a se putea monta capacul necesar.

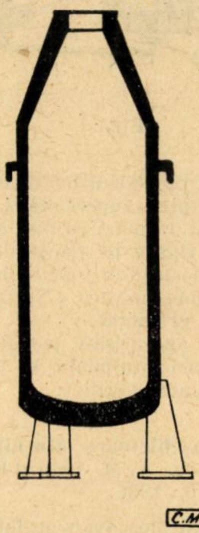


Fig. 1

Recipientul în stare finită are o lungime totală de 3 400 mm şi o capacitate de 1 420 l, grosimea peretelui fiind de 71,5 mm, iar a fundului de 168 ÷ 181 mm. Suprafaţa interioară a recipientului este acoperită cu răşini epoxidice, cea exterioară fiind vopsită cu o vopsea obişnuită.

Proba de presiune este o probă hidraulică efectuată la o presiune de 387 kgf/cm^2.

Pulbere de cupru acoperită cu argint. În : Precision Metal Molding, nr. 12, 1965.

Preţul de cost ridicat al argintului a determinat o întreagă serie de cercetări avînd drept scop reducerea cantităţii din acest metal într-o serie de produse în care prezenţa sa este necesară.

Unul dintre ultimele procedee aplicate în scopul considerat constă în utilizarea pulberii de cupru argintate în loc de argint pur, rezultatul fiind reducerea preţului de cost al produselor respective cu circa 75 — 90 %.

O tehnică specială de fabricaţie permite placarea cu argint a particulelor de cupru, astfel încît o particulă finită este formată dintr-un nucleu de cupru acoperit în mod complet cu un strat de argint mai mult sau mai puţin gros ; nucleul de cupru contribuie la micşorarea preţului de cost al produsului, iar învelişul de argint la menţinerea unei conductibilităţi electrice ridicate şi a unei rezistenţe la corodare chimică corespunzătoare.

Procentul de argint poate atinge pînă la 66 % în greutate, majoritatea pulberilor realizate în diverse scopuri avînd însă un procent maxim de 15 % argint.

În prezent se fabrică (S.U.A.) trei calităţi de astfel de pulbere, cu un conţinut de 2,5 %, 5,5 % şi 10 % argint, dimensiunile particulelor fiind de 150 μm, 425 μm şi, respectiv 7,5 — 9,5 μm.

Noul material realizat poate fi folosit în scopuri diferite : ca suspensie pentru mărirea conductibilităţii electrice în ceară sau răşină epoxidică, ca material sinterizat pentru contacte electrice, în amestec cu alte pulberi metalice pentru determinarea unor caracteristici speciale, în afară de reducerea preţului de cost, sub formă de catalizatori în instalaţiile de purificare a apei şi, în general, în cadrul aplicaţiilor în care se pot utiliza proprietăţile suprafeţei argintate a granulelor.

Trebuie menţionat însă că apar unele inconveniente în cazul utilizării noului material la temperaturi mai ridicate. Astfel, pulberea de cupru cu acoperire de argint se dovedeşte a fi corespunzător de stabilă între 100 şi 200°C ; la temperaturi mai ridicate însă trebuie înlocuită cu pulbere din argint pur, apărînd tendinţa de difuzare între argint şi cupru.

Recenzii

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. B. Grünvald, dr. ing. **Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici.** Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

Lucrarea, de curînd apărută, „Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici" cuprinde două părţi.

Prima parte se referă la procesele fundamentale de natură gazodinamică, chimică şi termică, care au loc în cilindrul motorului. Dintre acestea schimbul de gaze şi arderea, prin modul lor de desfăşurare, răspund în mod hotărîtor de nivelul tuturor calităţilor motorului şi, în primul rînd, de putere, economicitate, elasticitate şi durabilitate. De aceea, dezvoltarea acestor probleme pe parcursul a aproximativ 400 pagini apare pe deplin justificată. În acest domeniu, autorii s-au străduit să elaboreze, pe baza unui material experimental cît mai reprezentativ, nu atît o sinteză a cunoştinţelor şi opiniilor autorizate şi devenite clasice, printr-o recunoaştere mai mult sau mai puţin generală, ci mai ales o analiză fenomenologică în care descifrarea fundamentală să fie urmată de concluzia aplicării practice.

Astfel, în capitolul al doilea se studiază pe larg fenomenele fundamentale care alcătuiesc procesele de umplere şi evacuare a cilindrilor, cum şi particularităţile umplerii normale şi forţate. O atenţie deosebită se acordă turbulenţei induse în amestec în cursul procesului de umplere, pornind de la cercetarea experimentală care a demonstrat că viteza medie a curentului de amestec proaspăt la admisie are valori diferite în puncte diferite ale secţiunilor transversale din cilindru, că încărcătura proaspătă pătrunde în cilindru cu un pronunţat caracter de jet şi că gradienţii de viteză formaţi la periferia acestuia sînt promotorii principali ai mişcărilor turbulente. Tratamentul matematic aplicat turbulenţei urmăreşte să evidenţieze posibilităţile de dirijare a fenomenelor în vederea subordonării lor cerinţelor arderii.

Umplerea motoarelor în doi timpi face obiectul unui studiu separat în care se acordă o atenţie deosebită dirijării optime a curenţilor de încărcătură proaspătă pe baza fotoînregistrării procesului de baleiaj şi aprecierii eficienţei acestuia prin criteriul denumit raport de baleiaj.

Un rol deosebit se acordă analizei acţiunii factorilor de stare, cum şi parametrilor funcţionali şi constructivi asupra proceselor de umplere şi evacuare şi concluziilor care se desprind cu privire la modificarea lor în vederea alegerii unor soluţii constructive raţionale, în dependenţă strictă cu destinaţia motorului. În acest sens se subliniază pîrghiile sigure prin care proiectantul poate să acţioneze pentru a obţine efecte cantitative de prim ordin asupra umplerii, şi o adaptare uşoară a motorului la condiţii diferite de umplere.

Pornind de la ideea că arderea în motoare reprezintă procesul cel mai complex şi în acelaşi timp cel mai important, autorii dezvoltă în patru capitole (cap. IV — cap. VII) bazele fizico-chimice ale arderii şi particularităţile arderii în motoarele cu aprindere prin scînteie şi motoarele cu aprindere prin comprimare. Pornind de la fapte experimentale recente şi de la interpretări noi ale flăcărilor turbulente, în capitolul al cincilea, autorii prezintă o încercare de modelizare a arderii normale în motorul cu aprindere prin scînteie, capabilă să explice unele fenomene mai puţin cunoscute, dar mai ales să sugereze căi noi de control şi dirijare a arderii normale în vederea sporirii eficienţei economice a motorului. Astfel, renunţînd la conceptul clasic de front de flacără, autorii introduc conceptul de front de aprindere pentru graniţa luminoasă de separare a amestecului ars de amestecul proaspăt care prezintă ca particularitate esenţială aceea că în spatele lui apare un gradient important al concentraţiei de combustibil. Definind noţiunile de viteză de ardere efectivă şi viteză masică de propagare se arată că elementul caracteristic al propagării flăcării în motor îl constituie faptul că la începutul propagării viteza de ardere efectivă rămîne mult în urma vitezei masice de propagare. Lucrarea evidenţiază totodată consecinţele pe care le antrenează noul model al propagării flăcării asupra divizării procesului de ardere pe faze, asupra mecanismelor caracteristice fiecărei faze, asupra posibilităţilor de control al duratelor fiecărei faze. Urmărind influenţa factorilor de stare, funcţionali şi constructivi asupra fiecăreia dintre fazele procesului de ardere se trag concluzii cu privire la căile practice de dirijare a arderii normale pentru sporirea economicităţii şi durabilităţii motoarelor.

În studiul arderii detonante, autorii urmăresc o explicaţie mai coerentă a fenomenului de detonaţie din motor, în strînsă corelaţie cu cinetica reacţiei şi tipul autoaprinderii amestecului final. Pentru a preveni fenomenul de detonaţie se cercetează căile creşterii a ceea ce se numeşte ilustrativ „cifră octanică mecanică", fără a se neglija rezultatele obţinute prin sporirea a ceea ce se numeşte „cifră octanică chimică". De aceea, autorii au dezvoltat mai pe larg atît influenţa arhitecturii camerei de ardere asupra detonaţiei, cît şi acţiunea combustibilului, ultimul factor fiind cercetat în corelaţie cu cunoştinţele actuale privind autoaprinderea diferitelor hidrocarburi.

Cercetarea procesului de ardere în motorul cu aprindere prin comprimare se efectuează folosindu-se informaţiile cele mai recente obţinute prin metode noi de investigaţie (fotoînregistrări în culori, înregistrarea luminescenţelor etc.). Pornind de la natura polistadială a fenomenului de autoaprindere se urmăreşte o explicaţie unitară a fazei violente de ardere în motor, corelaţia ei directă cu raportul perioadelor de inducţie a tipurilor de flacără, care se succed în perioada chimică a întîrzierii la autoaprindere. Capitolul continuă cu un studiu amplu al modului în care factorii de stare, funcţionali şi constructivi, influenţează procesul de ardere şi eficienţa lui, subliniindu-se limitările care apar în obţinerea unor performanţe ridicate, căile de acţionare în acest sens. În sfîrşit, se prezintă un studiu amplu al caracteristicilor camerelor de ardere, cum şi corespondenţa lor cu cerinţele fabricaţiei şi ale exploatării. Pentru compararea diferitelor tipuri de camere de ardere se ţine seamă de calităţile lor, ca, de exemplu : uşurinţa pornirii, mărirea puterii şi economicităţii, nivelul presiunii maxime a gazelor din cilindru şi al vitezei de creştere a presiunii, ancombramentul şi greutatea motorului, zgomotele şi trepidaţiile, evacuarea de fum şi gaze nocive sau agresive, mărirea turaţiei, elasticitatea trecerii de la un regim funcţional la altul. gradul de dependenţă al funcţionării faţă de calităţile combustibilului, durabilitatea, preţul de cost al fabricaţiei şi exploatării. Consideraţiile finale privind controlul arderii în motorul cu aprindere prin comprimare vin să evidenţieze şi să interpreteze, în lumina cineticii chimice, unele încercări recente (procedeul „M", procedeul fumigării etc.) care au fost elaborate pentru eliminarea acelor neajunsuri esenţiale ale procesului clasic de ardere (ardere incompletă, exces mare de aer, mers violent etc.), care limitează, în prezent, perfecţionarea motorului cu aprindere prin comprimare şi utilizarea unor tipuri foarte variate de combustibili.

Partea a doua a lucrării priveşte un domeniu ceva mai vitregit al motoarelor, în sensul că nu i s-a acordat pînă acum atenţia cuvenită, ceea ce a făcut posibilă lipsa unei unităţi de tratament şi absenţa unor concluzii. Decurgînd organic din procesele termogazodinamice, caracteristicile motoarelor au o mare importanţă practică, ceea ce justifică tratarea lor detaliată. Spre meritul autorilor, tratarea caracteristicilor se face în strînsă concordanţă cu cerinţele fabricaţiei şi exploatării şi arată căile de urmat pentru precizarea raţională a performanţelor tehnico-economice şi de durabilitate ale motorului.

În afară de încercarea susţinută de sistematizare şi unificare a cunoştinţelor şi a terminologiei, s-au atacat unele probleme de deosebită însemnătate ştiinţifică şi tehnică, cum ar fi de pildă aceea denumită tararea motoarelor. În acest domeniu de preocupări, în lipsa unor informări publicate, autorii au folosit în mai mare măsură experienţa personală din mai multe lucrări de acest gen la care au fost asociaţi.

Definind tararea ca sumă a tuturor operaţiilor care duc la precizarea definitivă a calităţilor tehnico-economice ale unei serii de motoare de tip nou, se arată că realizarea ei pretinde cercetarea tuturor factorilor limitativi, pe cît posibil în mod izolat, ţinînd seamă şi de interdependenţa lor reală din exploatare. Pe baza experienţei proprii în tararea unor motoare cu ardere internă, se arată modul raţional de organizare a încercărilor şi rezultatelor experimentale pentru stabilirea definitivă a regimurilor nominale şi a celor intermitente, pentru cunoaşterea, în prealabil, a nivelelor critice de încărcare, la orice turaţie, pentru detectarea rezervelor potenţiale interne ale unui nou tip de motor, asimilat în fabricaţie în vederea stabilirii posibilităţilor oferite pentru perfecţionare în viitor. În acest sens, se arată metodica de trasare a curbelor limită, în cîmpul $M_e - n$, pentru un motor cu aprindere prin comprimare, în scopul determinării „conturului limită" care precizează regimurile acceptabile ale motorului. Se demonstrează, de asemenea, că arhitectura şi poziţia conturului-limită oferă o bază raţională de alegere a tipurilor celor mai potrivite de motoare pentru utilizările date şi totodată face posibilă determinarea pentru un tip de motor, atît a rezervelor interne oferite de aceasta pentru perfecţionările sale ulterioare, cît şi orientarea mai raţională a probelor de durată.

În continuare se subliniază aspectele particulare pe care le îmbracă problemele tarării motoarelor cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule. De exemplu, în ceea ce priveşte fixarea valorii puterii nominale este necesar să se examineze unele probleme legate de regimurile de încărcare reală în exploatarea specifică motorului modern cu rezervă mare de putere şi se demonstrează că atît tararea prea prudentă a puterii nominale, cît şi tararea prea exagerată nu sînt raţionale.

Partea a doua a lucrării se încheie cu un capitol (al zecelea) consacrat corectării caracteristicilor motoarelor, în primul rînd, relativ la starea atmosferei ambiante a motorului încercat. Şi în această problemă se aduce o contribuţie personală, mai ales în ceea ce priveşte stabilirea unor formule de corectare cît mai potrivite pentru tipul motorului şi destinaţia lui.

Astfel, se arată necesitatea de a organiza motoarele pentru corectarea caracteristicilor lor în cîteva grupe de utilizare, necesitate derivată din marea lor diversitate care antrenează evident existenţa unor diferenţe specifice în dependenţa caracteristicilor lor faţă de condiţiile atmosferice. De asemenea, se observă, în principiu, existenţa unui tip de formulă de corectare pentru tararea motorului, necesară constructorului, pentru a raporta caracteristicile determinate în condiţiile atmosferice ale încercării la un nivel considerat standard, cum şi a unui tip de formulă de corectare pentru retararea motorului, necesară pentru aprecierea caracteristicilor, cunoscute în condiţiile standard, în orice condiţii atmosferice date. Analizînd limitările la care sînt supuse diferite formule de corectare, cunoscute în prezent, în lucrare se propune utilizarea unor formule noi de corectare, care cuprind şi aprecierea puterii echivalente consumului propriu de energie al motorului prin intermediul randamentului mecanic şi care, în afară de faptul că mai conferă o precizie mai mare calculelor, au avantajul că pot construi un standard valoros pentru menţinerea calităţii produsului de fabricaţie.

Lucrarea cuprinde numeroase contribuţii originale la rezolvarea problemelor teoriei motoarelor cu ardere internă şi la sistematizarea generală a cunoştinţelor noastre privitoare la caracteristicile motoarelor, sistematizare necesară pentru cei preocupaţi de aceste probleme.

Expunerea este clară, atractivă, accesibilă, fără ca nivelul deosebit de ridicat al lucrării să sufere.

Ilustrarea bogată cu ce are mai semnificativ literatura de specialitate, cum şi din lucrările proprii ale autorilor, ajută convingător la urmărirea problemelor expuse. Referirile practice se fac la motoarele fabricate în ţară, în dezvoltarea cărora activitatea autorilor a fost asociată.

Lucrarea „Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici " constituie o contribuţie remarcabilă la problemele de teorie a motoarelor cu ardere internă, fiind la fel de utilă atît celora care fabrică sau exploatează motorul, cît şi pentru cei cărora le revine sarcina să-l studieze.

Dr. ing. *C. A. Vasilescu*

V. Ghia. **Recuperatoare şi regeneratoare de căldură.** Bucureşti, Ed. tehnică, 1966, 367 p.

Alcătuită din opt capitole, lucrarea tratează problemele specifice calculului, proiectării, construcţiei şi exploatării recuperatoarelor şi regeneratoarelor de căldură utilizate la preîncălzirea aerului de ardere necesar diferitelor agregate industriale.

Capitolul 1 (introducere) prezintă în primul rînd procesele pirotehnologice, cu elaborarea bilanţului termic al acestora. În plus, sînt enumerate direcţiile de utilizare a resurselor energetice secundare.

Capitolul 2 este consacrat bazelor teoretice ale calculului recuperatoarelor, insistîndu-se asupra elementelor comune calculului termic şi gazodinamic. Dintre parametrii urmăriţi în cadrul calculului termic menţionăm coeficientul global de transmitere a căldurii, diferenţa medie logaritmică a temperaturilor, temperatura gazelor de ardere, a aerului şi a pereţilor, în final fiind examinat şi calculul de verificare a recuperatoarelor. La calculul gazodinamic se determină, între altele, rezistenţa datorită frecărilor şi rezistenţele locale şi se dau valori practice pentru coeficienţii de rezistenţă locală corespunzători diferitelor cazuri întîlnite la recuperatoare.

Efectul preîncălzirii aerului necesar arderii este studiat în capitolul 3, cu referire la aspectele caracteristice cuptoarelor, cazanelor şi turbinelor cu gaze. Un loc special este deţinut de considerentele privind economia relativă de combustibil. Tipurile constructive de recuperatoare sînt descrise în următoarele două capitole.

Astfel, capitolul 4 se ocupă de recuperatoarele metalice, începînd cu cele din tuburi netede de oţel, pentru care, în afară de diferite soluţii practice, se prezintă şi un exemplu de calcul. În paragraful destinat recuperatoarelor cu proeminenţe aciculare ponderea principală este acordată celor din elemente de fontă asamblabile, după care se analizează recuperatoarele prin radiaţie şi recuperatoarele termobloc. Alte directive ale capitolului sînt preîncălzitoarele de aer cu focar independent folosite la instalaţiile de turbine cu gaze şi la cuptoarele de abur.

Capitolul 5 trece la recuperatoarele ceramice, precizînd mai întîi materialele folosite şi proprietăţile acestora. În legătură cu tipurile constructive şi cu caracteristicile funcţionale şi de exploatare sînt abordate problemele etanşării recuperatoarelor ceramice, ale particularităţilor folosirii combustibilului gazos natural, ale montării etc. şi sînt descrise recuperatoarele din şamotă, carboşamotă, carborund, corund şi argilă refractară. Un paragraf aparte este rezervat particularităţilor calculului termic al recuperatoarelor ceramice.

Capitolele 6 şi 7 tratează în acelaşi mod regeneratoarele de căldură (metalice şi respectiv ceramice). Pe lîngă tipurile constructive şi caracteristicile fiecăruia, se dau elemente specifice de calcul.

Capitolul 8 elaborează calculele tehnico-economice aferente recuperatoarelor şi regeneratoarelor de căldură. Metoda cheltuielilor anuale de calcul şi variantele funcţionale multiple sînt însoţite de exemple de calcul ilustrative, în final cheltuielile anuale fiind utilizate pentru calculul vitezei optime a gazelor de ardere.

Lucrarea aduce o contribuţie valoroasă la stabilirea metodicii de calcul termic al proceselor de recuperare a căldurii din gazele de ardere, în direcţie tehnologică, fiind prima de acest fel din literatura noastră de specialitate. Anexele şi titlurile bibliografice reprezintă completări utile în problemele conexe care nu au fost detaliate. Se adresează inginerilor termoenergeticieni şi constructori de maşini şi instalaţii termice industriale, putînd fi consultată cu folos şi de studenţii din învăţămîntul tehnic superior.

ŞT. ENACHE. **Calitatea suprafeţelor prelucrate.** Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.

Lucrarea de nivel superior, sistematizată în nouă capitole, tratează pe larg calitatea suprafeţelor prelucrate prin diferite metode şi procedee de aşchiere, prezintă o serie de principii generale şi pune la dispoziţia celor interesaţi date practice necesare pentru rezolvarea problemelor privitoare la stabilirea adaosurilor tehnologice de prelucrare şi a condiţiilor optime de aşchiere corespunzătoare calităţii prescrise.

În primul capitol al lucrării sînt prezentate noţiunile generale despre calitatea suprafeţelor, despre criteriile de rugozitate şi despre importanţa şi legătura dintre aceste criterii. Pentru proiectanţii de maşini şi aparate, ca şi pentru tehnologi, un interes deosebit îl prezintă felul cum se prescrie rugozitatea pe desenele de execuţie, modul de alegere şi de prescriere a rugozităţii în funcţie de precizia dimensională, cum şi legătura dintre calitatea suprafeţei şi adaosul de prelucrare, cu indicaţii pentru stabilirea acestuia din urmă.

În capitolul al doilea sînt prezentate principalele metode şi aparate folosite pentru controlul microgeometriei suprafeţelor. De remarcat că, în afară de metodele şi aparatele clasice, în general, cunoscute, sînt descrise multe dintre cele mai moderne şi mai recente aparate utilizate în tehnica mondială, care, prin performanţele lor pot contribui în foarte mare măsură la îmbunătăţirea şi raţionalizarea fabricaţiei.

Capitolul al treilea cuprinde relaţii pentru calculul înălţimii asperităţilor în funcţie de unele condiţii tehnice prescrise şi se indică legătura dintre procesul de formare a aşchiei şi rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Capitolele următoare prezintă pentru fiecare dintre procedeele principale de prelucrare (strunjire, rabotare, frezare, mortezare, broşare şi rectificare) problemele teoretice şi consecinţele practice în legătură cu influenţa factorilor de bază ai aşchierii asupra calităţii suprafeţelor prelucrate. În ultimul se tratează aspectele mai importante ale calităţii suprafeţelor obţinute prin netezire, respectiv suprafinisare (honuire, lustruire etc.) şi se prezintă unele procedee şi utilaje moderne folosite în operaţiile de netezire.

Lucrarea, cu un vădit caracter original, se adresează inginerilor şi tehnicienilor din industria constructoare de maşini, cercetătorilor din domeniul respectiv, cum şi cadrelor didactice şi studenţilor din institutele de învăţămînt tehnic superior.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 22, nr. 3, 1966.

E. Carafoli şi *C. Berbente.* Determinarea presiunilor şi caracteristicilor aerodinamice ale aripilor delta în curent supersonic-hipersonic moderat.

În lucrare se extinde o formulă unitară pentru distribuţia de presiuni dedusă anterior, care include atît expansiunea, cît şi compresiunea, fiind valabilă pe întregul regim de viteze supersonic-hipersonic moderat, în cazul mişcărilor tridimensionale în jurul aripilor delta. Formulele obţinute sînt funcţii numai de viteza de perturbaţie axială în primă aproximaţie, care este determinată în teoria mişcărilor conice. Comparaţiile cu experienţa atît în ceea ce priveşte distribuţia presiunilor, cît şi caracteristicile aerodinamice ale aripilor delta cu borduri de atac supersonice confirmă rezultatele teoretice.

D. Mateescu. Scurgerea supersonică în jurul aripilor poligonale subţiri şi de grosime simetrică.

Se urmăreşte ca, utilizînd metoda analogiei hidrodinamice elaborată de acad. E. Carafoli, să se determine distribuţia de presiune în vederea stabilirii caracteristicilor aerodinamice pentru aripile poligonale subţiri şi de grosime simetrică în regim supersonic.

V. P. Şidlovski. Despre formularea problemelor în teoria scurgerii în jurul corpurilor încărcate electric a unui curent de gaz ionizat foarte rarefiat.

În urma analizei efectuate se arată că pentru rezolvarea aproximativă a problemelor scurgerii în jurul corpurilor încărcate electric a unui curent de gaz ionizat foarte rarefiat se poate utiliza un aparat matematic comparativ simplu şi suficient de standardizat, analog aparatului teoriei scurgerilor liber moleculare ale gazelor neutre.

T. Hacker. Asupra problemei comenzilor optimale ale avioanelor cu decolare şi aterizare la verticală.

Se prezintă problema determinării legii optime a comenzilor avioanelor cu decolare şi aterizare în verticală pentru ridicarea pînă la o înălţime dată şi accelerarea pînă la atingerea unei viteze orizontale date în timpul cel mai scurt sau cu un consum de carburant minim.

N. Tipei şi *H. Pascal.* Efectele micro şi macrogeometriei suprafeţelor asupra presiunii în lubrificaţia tridimensională.

Se urmăreşte stabilirea efectelor neregularităţii suprafeţelor asupra distribuţiei presiunii pentru problema tridimensională.

Gh. Vasilca. Unele influenţe ale procesului de alunecare asupra suprafeţelor metalice.

În lucrare se studiază influenţa factorilor care însoţesc procesul de alunecare asupra suprafeţelor active prevăzute cu un strat subţire de staniu, în cazul unor cupluri de frecare construite dintr-un aliaj de aluminiu.

T. Oroveanu. Asupra unei clase de scurgeri prin mediile poroase cu permeabilitate variabilă.

În articol se discută mai întîi posibilităţile de rezolvare a problemei în cazul scurgerilor tridimensionale, trecîndu-se apoi la studiul scurgerii plane şi la schiţarea unei metode particulare de rezolvare.

I. Iliuc. Aspecte ale frecării în regim-limită studiate pe un cuplu cu trei contacte liniare.

Cu ajutorul unei instalaţii sensibile se descrie un nou procedeu de măsură a coeficientului de frecare la alunecare pentru un cuplu cu trei contacte liniare.

Gh. Silaş şi *H. J. Klepp.* Metodă aproximativă pentru studiul vibraţiilor neliniare conservative.

Este prezentată o metodă aproximativă pentru studiul oscilaţiilor libere ale sistemelor conservative cu un grad de libertate avînd ecuaţia diferenţială a mişcării de forma $\ddot{q} + N(q) = 0$.

V. Petcu. Mecanisme de rupere exacte şi aproximative în calculul plastic al plăcilor dreptunghiulare de beton armat.

S-au stabilit valori aproximative ale parametrilor mecanismelor de rupere ale plăcilor dreptunghiulare de beton armat rezemate pe trei laturi sau pe tot conturul, solicitate de încărcări uniform distribuite sau de încărcări de tip hidrostatic acţionînd pe toată suprafaţa plăcilor, ale căror momente plastice se determină pe baza criteriului redistribuţiei minime a eforturilor.

I. Vlad şi *D. N. Nestorescu.* Studiul analitic al sistemelor de reglare extremală pentru avansul sapei în cazul forajului cu turbină la adîncimi mari.

Se face un studiu analitic al sistemelor extremale autoadaptive pentru reglarea apăsării pe sapă în cazul forării cu turbina de fund la adîncimi mari, luîndu-se în considerare alungirea porţiunii garniturii de prăjină supusă la alungire.

Ch. Pelecudi şi *I. Sava.* Asupra analizei şi sintezei unitare a mecanismelor cu cuple superioare.

Se dă o sinteză asupra metodelor de studiu al mecanismelor cu came, apreciindu-se deosebirile; apoi, pe cale analitică, se realizează analiza şi sinteza cu ajutorul curbelor reciproc înfăşurate, considerîndu-se cazul cel mai general din care, prin particularizare, se deduc acelea cu largă aplicabilitate în tehnică.

I. Szekely şi *T. Mureşan.* Regimuri de funcţionare ale mecanismelor cu elemente rigide multipoziţionale.

În articol se iau în considerare mecanismele cu elemente rigide şi elastice multipoziţionale, studiindu-se regimurile de funcţionare lentă şi de funcţionare tip selector ale elementelor rigide multipoziţionale.

D. Pavelescu. Metode de calcul la uzură şi utilizarea în construcţia de maşini.

Se prezintă unele tendinţe noi cu privire la calculul de uzură al pieselor metalice, cum şi unele aspecte aplicative care interesează proiectarea cuplurilor de frecare care se pretează la calculul la uzură.

Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, tom. 16, nr. 2, 1966.

N. Pănoiu. Interdependenţa simplexurilor geometrice şi regimului de curgere în cazul modelării izotermice monofazice.

Se încearcă o generalizare a rezultatelor cu privire la interdependenţa dintre simplexurile geometrice şi regimul de curgere în cazul modelării izotermice monofazice a focarelor-ciclon şi o discuţie comparativă a focarelor-ciclon orizontal, vertical şi conic.

C. Dinculescu, N. Dănilă şi *D. Grecov.* Optimizarea proceselor de încălzire şi de răcire intermediară în ciclurile turbinelor cu gaze şi ciclurile mixte abur-gaze.

Se analizează condiţiile în care se realizează randamentul maxim al instalaţiei în cazul ciclurilor regenerative cu un grad de regenerare σ dat, scoţîndu-se în evidenţă influenţa schimbărilor proprietăţilor fizice ale agentului de lucru în evoluţia de parcurgere a ciclurilor, cum şi influenţa pierderilor de presiune în conductele şi schimbătoarele de căldură ale instalaţiei.

DC. *Aramă, M. Năstase* şi *N. Blezu.* Influenţa geometriei tecamerei asupra proceselor de ardere din motoarele aniesel.

Autorii propun utilizarea mărimii adimensionale $M = \frac{\mu f_1}{V_a}$, numită caracteristica geometrică a antecamerei, pentru caracterizarea şi exprimarea influenţei geometriei antecamerei asupra procesului de ardere. Se prezintă rezultatele experimentale, care arată veridicitatea ipotezei făcute şi modul cum variază caracteristicile tehnico-economice ale motorului cu caracteristica geometrică şi cu parametrii care definesc această mărime în regim de turaţie variabil.

V. Ghia şi *N. Lemneanu.* Unghiul de pulverizare la injectoarele cu cameră de turbionare cu întoarcere.

Autorii îşi propun să clarifice desfăşurarea proceselor care au loc în camerele cu turbionare cu întoarcere şi în acelaşi timp să dea metoda de calcul al unghiului de pulverizare.

Valentina F. Bălan. Asupra sinterizării cenuşilor unor cărbuni din Republica Socialistă România.

Se studiază unul dintre fenomenele însoţitoare ale procesului de ardere a combustibililor solizi, şi anume cel al formării de aglomerări sinterizate de cenuşă zburătoare, aderente la suprafeţele de schimb de căldură ale supraîncălzitoarelor.

PIERRE DE LATIL. **Enrico Fermi.** Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1965, 190 pag.

Lucrarea publicată în traducere de către Editura ştiinţifică este închinată unuia dintre cei mai renumiţi savanţi în domeniul fizicii moderne, care în anul 1942 a realizat pentru prima oară în lume un reactor nuclear, prima pilă atomică. Este vorba de savantul italian Enrico Fermi, un om multilateral înzestrat, căruia în anul 1938 i s-a conferit premiul Nobel „pentru a fi identificat noi elemente radioactive produse prin bombardare de neutroni şi pentru descoperirea sa făcută în legătură cu această producere a reacţiilor nucleare efectuate prin neutroni lenţi" (p. 153).

Autorul cărţii prezintă viaţa lui Fermi sub aspectul multilateral. Lucrarea cuprinde 12 capitole. În primele trei capitole, intitulate „Cînd se descifra atomul", „Promisiunile tinereţii", „Cum se naşte o şcoală", autorul ne prezintă atmosfera în care s-a închegat şcoala „Fermi" de la Roma, care participă la competiţia mondială de cercetare a structurii atomului.

Capitolele IV—VIII, intitulate „Papa", „Cînd fizica a atacat nucleul", „Alchimie după poftă", „O adevărată vrăjitorie!", „Majestatea sa Uraniul", prezintă întreaga activitate ştiinţifică şi sistemul de lucru al acestui talentat colectiv condus de Fermi. Pornind de la concluziile familiei Joliot-Curie din ianuarie 1934 în legătură cu realizarea radioactivităţii cu ajutorul unei cauze exterioare prin folosirea particulelor alfa, Fermi îşi propune să utilizeze ca proiectile neutronii în descătuşarea energiei nucleare. Fiind particule neutre, nu mai întîlneau o repulsie electrostatică cum era în cazul particulelor afla. Prima comunicare în acest sens este făcută de Fermi după două luni, în martie 1934, anunţînd rezultate pozitive în transmutare în cadrul a două elemente: fluorul şi aluminiul. Mai tîrziu, la 20 octombrie 1934, se comunică de către acelaşi colectiv italian tehnica „încetinirii", care urma să joace un rol hotărîtor în pilele atomice. În acelaşi timp s-a emis teoria asupra absorbanţilor de neutroni, care în reactoare pot să oprească instantaneu orice activitate, înăbuşind fluxurile neutronilor. De fapt, au fost elaborate, pentru prima oară, bazele industriei nucleare.

Realizările grupului tinerilor de la Roma nu s-au oprit aici. Fermi, cu perseverenţa caracteristică omului de ştiinţă, face posibilă apariţia unor noi elemente (93 şi 94) din uraniu bombardat cu neutroni.

Începînd din anul 1936, acest minunat colectiv ştiinţific se destramă treptat, fenomen influenţat şi grăbit de politica imperialistă şi rasială instaurată de guvernul fascist, ceea ce îl face pe Fermi să se gîndească la un eventual exil. În anul 1938, cînd i se conferă premiul Nobel, el pleacă cu întreaga familie de la Stockholm direct în S.U.A., unde acceptă una dintre numeroasele propuneri ce i s-au făcut cu ocazia vizitelor făcute anterior în această ţară.

Capitolele IX—XII, intitulate „Lumi noi", „Soarele de la Austerlitz", „Poziţia Y", „În panteonul atomului", se ocupă de apogeul carierii ştiinţifice a lui Enrico Fermi. Prin conducerea unui colectiv de cercetători talentaţi din alte ţări, obligaţi de împrejurări politice să lucreze în exil, Fermi realizează prima pilă atomică în anul 1942 şi trecerea producţiei atomice sub controlul armatei. În anul 1954, Fermi se stinge din viaţă la vîrsta de 53 ani. În cinstea memoriei lui, elementul 100 găsit în „cenuşile" atomului Eniwetok, după explozia primei bombe cu hidrogen, este numit „fermiu".

Cele 12 capitole prezentate mai sus conţin, pe lîngă activitatea ştiinţifică, şi descrierea vieţii personale a lui Fermi.

În continuare, autorul prezintă extrase din însemnări despre Fermi, de către acei care au lucrat şi au trăit în jurul lui. Astfel, sînt prezentate fragmente din cartea „Atomii în familie", scrisă de Laura Fermi, care redă cu fină ironie episoade din viaţa soţului ei. Ele sînt intitulate „Premiul Nobel...văzut de soţia sa", „Echipa Fermi la lucru la Roma", „Seara marii zile sau cum să păstrezi un secret".

Cartea cuprinde de asemenea mărturii ale inginerului A. Amidei, care călăuzise primii paşi ştiinţifici ai savantului de mai tîrziu, iar Emilio Segré, elev şi colaborator al lui Fermi, ne prezintă modul cum acesta preda cursurile universitare de fizică.

Autorul a grupat în acest volum şi primele texte prin care Enrico Fermi a comunicat marile descoperiri pe care le-a făcut în anul 1934, cum şi conferinţa ţinută cu ocazia primirii premiului Nobel la 12 decembrie 1938.

S. M. Bilik. **Cuplurile de frecare material plastic—metal în maşini şi mecanisme** (Parî treniia metall — plastmassa v maşinah i mehanizmah). Moscova, Maşinostroenie, 1966, 312 pag., 125 fig., 91 tab.

În cadrul a zece capitole, lucrarea prezintă caracteristicile şi proprietăţile materialelor plastice folosite ca materiale antifricţiune, formarea contactelor, influenţa rugozităţii suprafeţelor, coeficienţii de frecare şi rezistenţa la uzură a cuplurilor de frecare metalopolimerice. Sînt tratate, de asemenea, unele probleme ale construcţiei şi tehnologiei pieselor din materiale plastice, arătîndu-se domeniul lor de utilizare în condiţiile frecării pe metal.

Capitolul I se ocupă de natura chimică a materialelor plastice şi de unele proprietăţi fizico-mecanice ale acestora, indicîndu-se intervalul de temperaturi în care ele pot lucra.

Capitolul II prezintă o serie de materiale polimerice de antifricţiune pe bază de răşină fenolică, fluoroplast, poliamidică şi epoxidică.

Capitolul III analizează formarea contactelor în cuplurile de frecare metalopolimerice, metodele de determinare a suprafeţei efective de contact, precum şi suprafaţa contactului efectiv la cîteva materiale plastice de antifricţiune.

Capitolul IV este consacrat influenţei rugozităţii suprafeţelor pieselor din oţel şi din material plastic asupra comportării cuplurilor de frecare metalopolimerice.

Capitolul V se referă la structura polimerilor de antifricţiune şi la transformarea acesteia prin aplicarea unui cîmp termic şi mecanic.

Cel mai dezvoltat capitol, VI, are ca obiect determinarea coeficienţilor de frecare în cuplurile material plastic-metal. Se prezintă metodica încercărilor, aparatura folosită şi rezultatele obţinute în cazul frecării cu şi fără lubrifiant, modificarea în timp a proprietăţilor antifricţiune ale polimerilor în medii de ulei şi apă şi influenţa viscozităţii uleiurilor (şi a adaosurilor) asupra comportării cuplurilor de frecare metalopolimerice.

Capitolul VII tratează problemele legate de rezistenţa la uzură a materialelor plastice la frecarea lor pe o suprafaţă abrazivă. Se arată, de asemenea, încercările efectuate pentru determinarea rezistenţei la uzură a cuplurilor de frecare metalopolimerice, care lucrează cu şi fără lubrifiant.

Capitolul VIII studiază fenomenele electrice din cuplurile de frecare metalopolimerice, respectiv influenţa sarcinilor electrice asupra materialelor pieselor conjugate.

Capitolul IX cuprinde unele aspecte specifice construcţiei şi tehnologiei pieselor din materiale plastice, influenţa tratamentului termic asupra proprietăţilor antifricţiune, aderenţa peliculelor de antifricţiune polimerice pe metale şi aliaje.

În ultimul capitol, X, se fac recomandări utile privind domeniul de utilizare a materialelor plastice în condiţiile frecării lor pe metal.

Avînd la bază o amplă documentare din cele mai recente lucrări sovietice şi străine, lucrarea prezintă un deosebit interes pentru construcţia de maşini, în care materialele plastice se afirmă din ce în ce mai mult. Ea se adresează atît inginerilor, tehnicienilor şi muncitorilor din întreprinderile constructoare de maşini, cît şi studenţilor şi doctoranzilor care studiază în acest domeniu.

Cronică

Sesiune tehnico-ştiinţifică

În zilele de 20—21 iunie a.c. a avut loc la Uzinele Steagul Roşu Braşov sesiunea tehnico-ştiinţifică cu tema „Îmbunătăţirea calităţii pieselor forjate" organizată de Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini şi de secţia construcţii de maşini din cadrul Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor.

La lucrările sesiunii au participat circa 90 cadre tehnice de specialitate din Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, din uzinele şi institutele de proiectări şi cercetări ale M.I.C.M., cadre didactice de la institutele politehnice din Bucureşti, Cluj, Braşov, specialişti de la Consiliul Naţional al Cercetării Ştiinţifice, Oficiul de stat pentru standarde etc.

În cadrul sesiunii au fost prezentate 18 referate şi comunicări care au dezbătut probleme importante şi actuale din domeniul deformărilor plastice; se menţionează:

— „Unele probleme ale fabricaţiei pieselor forjate şi matriţate în Republica Socialistă România" (dr. ing. *V. Chiriţă* — vicepreşedinte al Consiliului Naţional al Cercetării Ştiinţifice);

— „Mecanizarea şi automatizarea operaţiilor din secţiile şi atelierele de forjă" (ing. *M. Pătroianu* şi ing. *E. Pascu* — Institutul de proiectări în construcţia de maşini);

— „Tehnologii moderne de deformare plastică şi tendinţele actuale de organizare a producţiei" (ing. *I. Pridvornic* — Institutul de cercetări tehnologice specifice construcţiei de maşini);

— „Organizarea ştiinţifică a controlului tehnic în fabricaţia pieselor forjate" (ing. *A. Vasiliu* — Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini);

— „Despre stabilirea unor criterii tehnico-economice pentru aplicarea electrocăldurii prin inducţie la forjarea semifabricatelor" (ing. *T. Seceleanu* — laureat al Premiului de Stat — Institutul de cercetări specifice construcţiei de maşini);

— „Asupra productivităţii utilajelor de matriţare la cald" (ing. *M. Codreanu* — Uzinele Steagul Roşu Braşov);

— „Necesitatea unei terminologii unitare pentru buna desfăşurare a procesului de fabricaţie în secţiile de forjă" (conf. ing. *V. Moldovan* şi asist. *T. Canta* — Institutul politehnic Cluj);

— „Execuţia supapelor prin extruziune" (conf. dr. ing. *V. Popescu* — Institutul politehnic Gheorghe Gheorghiu-Dej din Bucureşti);

— „Realizări noi în domeniul forjării roţilor dinţate" (ing. *S. Cibianu*, ing. *F. Latzina* şi tehn. *V. Pop* — Uzinele de tractoare din Braşov);

— „Forjarea combinată a pieselor mari" (ing. *Gh. Isac* — Uzinele constructoare de maşini Reşiţa);

— „Observaţii asupra calităţii pieselor forjate din aliaje de aluminiu pentru turbosuflantele locomotivei Diesel electrice'' (ing. *I. Caba* — Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini);

— „Aspecte privind fabricarea arcurilor inelare în ţara noastră'' (ing. *I. Radu* — Uzinele de vagoane din Arad);

— „Unele probleme privind forjarea tijelor de pompaj'' (ing. *S. Apostol* — Uzina mecanică din Cîmpina);

— „Procesul tehnologic de forjare al racordurilor speciale'' (ing. *K. H. Miess* — Uzina de utilaj petrolier din Tîrgovişte);

— „Aplicarea forjării de precizie la fabricarea uneltelor şi sculelor de mînă'' (ing. *M. Siposi* — Întreprinderea de unelte şi scule din Braşov).

Participarea la lucrările sesiunii a unor oameni de ştiinţă, cercetători şi specialişti din institute şi din producţie a permis dezbaterea competentă a problemelor ridicate, lucru ce s-a dovedit prin stabilirea unor concluzii şi măsuri ce se impun pentru îmbunătăţirea în continuare a calităţii pieselor forjate.

În urma prezentării referatelor, a comunicărilor şi pe baza întrebărilor şi discuţiilor purtate în sesiune, s-au desprins o seamă de probleme mai importante, dintre care se menţionează:

— necesitatea dezvoltării grupei de cercetare şi a bazei materiale din cadrul I.C.T.C.M. pentru efectuarea de cercetări în domeniul deformărilor plastice (elaborarea şi introducerea tehnologiilor noi, studierea, proiectarea şi construirea de utilaje tehnologice şi scule, cuptoare de încălzire etc.);

— dezvoltarea participării institutelor de învăţămînt superior la efectuarea unor lucrări de cercetare ştiinţifică în domeniul deformărilor plastice, prin includerea în planul tehnic a unor lucrări în colaborare cu acestea;

— introducerea în planul tehnic al M.I.C.M., pe 1967 şi în continuare, a unor teme de cercetare care să conducă la aplicarea şi extinderea în atelierele de forjă a unor procedee tehnologice noi cu eficienţă tehnico-economică ridicată;

— elaborarea unui nomenclator de indicatori, caracteristic sectoarelor de forjă, în vederea introducerii în evidenţa internă a uzinelor pentru cunoaşterea şi aprecierea modului cum se desfăşoară activitatea în aceste sectoare;

— elaborarea unor studii privind manipularea şi transportul pieselor şi semifabricatelor în atelierel de forjă, în vederea stabilirii măsurilor de mecanizare a acestora;

— necesitatea acordării unui volum sporit de asistenţă tehnică de către I.C.T.C.M. şi uzinele cu experienţă avansată în ceea ce priveşte elaborarea şi extinderea aplicării tehnologiilor avansate de forjare;

— analiza stării actuale a utilajelor din forjele M.I.C.M. şi stabilirea liniilor de înzestrare a acestora cu utilaje noi, cum şi a posibilităţii de modernizare a utilajelor existente în vederea îmbunătăţirii parametrilor energetici şi tehnologici ai acestora;

— elaborarea unor norme de consum pentru conteinere de forjă şi analizarea posibilităţii de execuţie centralizată a acestora;

— organizarea de către direcţiile productive din M.I.C.M. a unor acţiuni privind elaborarea unei tehnologii complete de către serviciile metalurgice din uzine, care să cuprindă şi indicaţii precise de control în toate fazele procesului tehnologic de forjare;

— publicarea, prin I.D.T., a materialelor sesiunii în colecţia „Din experienţa uzinelor'' şi difuzarea acestora la toate întreprinderile interesate;

— organizarea unor cercuri de ridicare a calificării muncitorilor forjori la uzinele ce aplică procedee tehnologice noi, pentru lărgirea cunoştinţelor acestora;

— prezentarea în mai mare măsură în cadrul revistei „Construcţia de Maşini'' a problemelor legate de procesele de producţie în secţiile primare şi, în special, în sectoarele de forjă şi tratamente termice;

— elaborarea de studii în vederea stabilirii situaţiei actuale a dotării atelierelor de forjă din M.I.C.M. cu aparatura necesară de măsură şi control, stabilirea şi luarea de măsuri pentru procurarea acestora, organizarea repartiţiilor şi întreţinerea corespunzătoare în exploatare;

— întocmirea de propuneri în vederea îmbunătăţirii standardelor existente şi completarea acestora cu noi standarde şi norme interne specifice domeniului deformaţiilor plastice (terminologie, toleranţe etc.).

În încheierea lucrărilor sesiunii, participanţii şi-au exprimat dorinţa ca Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, în colaborare cu secţia construcţii de maşini a Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, să organizeze mai des schimburi de experienţă cu specialiştii din ţară în domeniul deformărilor plastice, în vederea cunoaşterii, aplicării şi extinderii celor mai moderne procedee de forjare.

Prin referatele şi comunicările prezentate, precum şi în cadrul discuţiilor purtate, s-au făcut numeroase propuneri care au fost incluse în proiectul planului de măsuri adoptat.

În timpul sesiunii a fost organizată o expoziţie a cărţii tehnice, care a cuprins cele mai noi cărţi tehnice, reviste româneşti şi străine etc., din domeniul deformărilor plastice.

Simpozion tehnic

În ziua de 23 iunie a.c., Secţia construcţii de maşini a Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini în colaborare cu Consiliul Regional al Uniunii Generale a Sindicatelor au organizat la Şantierul Naval din Galaţi, un simpozion cu tema: „Noutăţi în domeniul sudării''.

La simpozion au participat peste 120 cadre tehnice din întreprinderile oraşelor Galaţi (Şantierul Naval, Uzina Mecanică, Combinatul siderurgic, Uzina „11 Iunie'', „Laminorul'') şi Brăila (Uzina „Progresul'' şi Şantierul Naval).

În cadrul simpozionului au fost prezentate referatele:

„Probleme ale sudării şi tăierii în medii de gaz protector în discuţia Adunării generale a Institutului de sudură de la Delft-Olanda, de conf. dr. ing. Tr. Sălăjan (Secţia de sudură a Centrului de cercetări tehnice Timişoara al Academiei Republicii Socialiste România).

Folosind documentele ce urmează a fi discutate la Delft-Olanda cu ocazia adunării anuale a Institutului Internaţional de Sudură, referatul tratează următoarele probleme; influenţa amestecului de O_2 în CO_2 la sudarea în mediu cu CO_2; — sudarea cu plasmă, stadiul actual în diferite ţări (U.R.S.S., S.U.A., Japonia); — tăierea metalelor cu plasmă, stadiul actual în diferite ţări (U.R.S.S., S.U.A., Japonia); — contribuţia Republicii Socialiste România la cercetările privind tăierea cu plasmă, performanţe atinse în laboratoarele Secţiei de sudură a Centrului de cercetări tehnice Timişoara al Academiei Republicii Socialiste România; în încheiere se face o scurtă trecere în revistă a activităţii Institutului Internaţional de Sudură şi a contribuţiei Republicii Socialiste România la acest organ internaţional.

„Problema ruperilor încetinite în construcţiile sudate'', de dr. ing. *C. Milion* (Institutul de cercetări tehnologice specifice construcţiilor de maşini); în referat se determină rolul hidrogenului asupra ruperilor încetinite în construcţiile sudate, stabilindu-se caracteristicile ruperii încetinite $T = f(t)$, în diferite condiţii apropiate de situaţia reală. Se ia drept criteriu de bază şi se exprimă valoarea tensiunii limită inferioară σ_i pentru aprecierea sudabilităţii oţelurilor de înaltă rezistenţă; — influenţa hidrogenului asupra sudabilităţii oţelului prin scăderea procentuală a acestei tensiuni limită la o concentraţie convenţională de hidrogen introdus prin sudare; — prin interpretarea rezultatelor obţinute se fac propuneri în vederea îmbunătăţirii sudabilităţii oţelurilor de înaltă rezistenţă.

„Ameliorarea sudurilor prin tratamente termice'', de conf. ing. *Gh. Ionescu* (Institutul politehnic din Braşov). În referat se arată influenţa ciclului termic a sudurii asupra structurii, indicîndu-se metodele de ameliorare a structurii prin diferite tratamente termice aplicate (tratament termic inițial sudării, tratamentul simultan cu sudarea, tratamentul final și tratamente speciale după sudare), cum și metoda de lucru și influența fiecărui procedeu asupra cusăturii; printre metodele de tratament recomandate se arată procedeul și instalația realizată de autor pentru tratamentul termic electric prin rezistență de contact și tratamentul cu flacără, gaz-metan, aer, cît și rezultatele respective obținute.

„Realizări privind sudarea în mediu protector cu bioxid de carbon la Șantierul Naval Galați". de ing. *I. Ciubotaru* (Șantierul Naval Galați). Se prezintă instalațiile realizate pentru sudarea în bioxid de carbon, cum și rezultatele obținute în îmbunătățirea calității sudurilor prin aplicarea acestora în producție.

Participanții au urmărit cu mult interes referatele prezentate.

Adunarea anuală a Institutului Internațional de Sudură — I.I.S.

La invitația societăților olandeze, membre ale I.I.S., s-a ținut la Delft între 9 și 17 iulie 1966, a XIX-a Adunare anuală I.I.S., la care au participat circa 900 de reprezentanți din 27 de țări. Adunarea a fost deschisă în aula Universității din Delft de către Alteța Sa Regală Prințul Olandei. La deschidere au mai luat cuvîntul ministrul Învățămîntului, H. E. Jaeger, președintele Comitetului de organizare (Olanda) și F. L. Plummer (S.U.A.), președintele I.I.S.

În aceeași zi (11 iulie 1966) s-au ținut:

— conferința organizată în memoria prof. E. Houdremont (Franța), fost vicepreședinte al I.I.S., conferință ținută de J. L. Ruge (Germania), cu tema: „Transformări și reacții în zona de transformare în timpul sudării și oxităierii";

— conferința prezentată în memoria prof. M. L. van Ouwerkerk (Olanda), de către H. G. Geerlings (Olanda), cu tema „Controlul nedistructiv în industria petrolului".

Aceasta a fost urmată de un colocviu, organizat de Comisia V, cu tema „Încercări, măsurări și controlul sudurilor pe secțiuni de oțel de grosimi mari", în cadrul căruia s-au prezentat următoarele rapoarte: „Controlul prin radiografiere" — R. C. Mc. Master (S.U.A.); „Controlul prin ultrasunete" — S. A. Lund (Danemarca) și „Încercări distructive și criterii de acceptare" — J. G. Young (Anglia).

Aceste rapoarte au fost urmărite cu interes de participanți, ele reprezentînd sinteze ale rezultatelor cercetărilor și experienței specialiștilor din diverse țări.

Între 12 și 16 iulie s-au desfășurat lucrările în cele 16 comisii de specialitate I.I.S.

În cadrul lucrărilor comisiilor s-au prezentat rapoarte ale diverselor subcomisii și grupe de lucru, documente conținînd rezultate noi obținute de specialiști din țările membre ale I.I.S. și programele de lucru pentru anul viitor, după care s-au purtat discuții de către participanți (delegați, experți, observatori). Unele dintre documentele prezentate se vor publica în revista I.I.S. „Le soudage dans le Monde" și în revistele de specialitate ale țărilor membre.

Textul lucrărilor prezentate în ședințele generale sau în ședințele de lucru ale comisiilor (documente I.I.S.) au fost multiplicate și transmise societăților membre (în cazul țării noastre, la Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei Republicii Socialiste România) și participanților la adunare.

În intervalul considerat s-a organizat și o expoziție de publicații din domeniul sudurii, expoziție la care au fost prezentate și diferite cărți și reviste de specialitate din țara noastră, prin grija

Expoziția industrială a Republicii Populare Bulgaria

Între 1 și 13 noiembrie a.c. a avut loc la București expoziția industrială a Republicii Populare Bulgaria.

Această expoziție a dat posibilitatea numeroșilor vizitatori să cunoască marile realizări ale poporului bulgar, în special în domeniul industriei construcțiilor de mașini, al chimiei și metalurgiei, al industriei ușoare și famaceutice.

Este de remarcat faptul că o mare parte din produsele expuse sînt destinate exportului.

Dintre întreprinderile care au expus produse industriale, admirate de publicul bucureștean pentru calitatea lor, au fost: Balcancar, Agromașina, Machinoexport, Electroimpex, Chimimport, Rudmetal, Tehnoexport.

Astfel, în standurile marelui complex industrial Balcancar, compus din nu mai puțin de 25 de uzine, două institute de cercetări științifice și șase baze de experimentare, au putut fi văzute numeroase tipuri de electrocare, electropalane și acumulatoare.

Din gama largă de electrocare expusă (R. P. Bulgaria ocupă primul loc în lume în exportul de electrocare) vom remarca tipul EN—151—1, care transportă încărcături pînă la două tone, avînd posibilitatea de ridicare pînă la 125 mm, tipul EN—161 care are posibilitatea să transporte și să ridice la înălțimea de 125 mm greutăți pînă la cinci tone și tipul EV—70 cu posibilitatea de a ridica greutăți pînă la două tone la 3 200 mm.

Alături de electrocare, în standurile aceluiași trust economic de stat au putut fi văzute electropalane de diferite tipuri, motoare diesel și acumulatoare pentru motociclete și automobile.

Agromașina este un trust economic de stat, specializat în fabricarea și exportul de mașini agricole și pompe. Cu interes deosebit a fost privit tractorul pe șenile „BOLGAR TL 30 A" premiat cu medalia de aur la expoziția de mașini agricole ce a avut loc în acest an la Moscova. Alături de acest tractor au fost expuse o serie de dispozitive de lucru ce pot fi atașate.

Dintre mașinile pentru prelucrarea metalului, expuse de întreprinderea „MACHINOEXPORT", vom menționa strungurile „S 5 M"; „S 10 M"; „S 11 M"; „SD—001"; „SU 321"; „SP 401", diferite tipuri de mașini de frezat, mașini de rectificat, mașini de găurit, presele de găurit de 10 și 30 de tone, presele excentrice de 25 și 63 de tone.

De o atenție deosebită s-a bucurat mașina de filetat și broșat „ROS-01", care pentru caracteristicile ei deosebite a fost premiată la Leipzig, în această primăvară, cu medalia de aur.

Întreprinderea de comerț exterior „ELECTROIMPEX", specializată în desfacerea produselor electrotehnice, a expus o gamă largă de exponate. Au putut fi văzute în standurile acestei întreprinderi numeroase tipuri de transformatoare, motoare electrice, centrale telefonice automate, aparate de radio și televizoare, aparate electrice pentru uz casnic etc.

Toate aceste produse, excelent prezentate, sînt o dovadă a dezvoltării pe care o are industria electrotehnică bulgară. În acest domeniu activează 14 institute de cercetări științifice și 52 de laboratoare.

În standurile întreprinderilor „CHIMIMPORT" și „RUDMETAL" au fost expuse produse ale industriei chimice și, respectiv, siderurgice bulgare.

Industria chimică bulgară și-a triplat producția în ultimii cinci ani.

Cîteva cifre sînt semnificative. În anul 1965 au fost fabricate 766 000 t îngrășăminte azotoase, 498 000 t îngrășăminte fosfatice, 319 000 t acid sulfuric, 33 000 t sodă caustică.

De o binemeritată atenție s-au bucurat standurile întreprinderii „INDUSTRIALIMPORT", care a expus produse textile și confecții.

Interesul cu care specialiștii români au vizitat expoziția, ca de altfel și numărul mare de vizitatori prezenți au dovedit succesul pe care l-au repurtat exponatele diferitelor sectoare ale economiei.

Expoziția industrială a R. P. Bulgaria a însemnat un prilej în plus de cunoaștere reciprocă, pentru o colaborare economică din ce în ce mai intensă.

Așa cum ne-am putut convinge cu ocazia expoziției, poporul prieten bulgar a întîmpinat cel de-al IX-lea Congres al Partidului Comunist Bulgar cu succese deosebite în opera de industrializare socialistă a țării.

Centrului de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei Republicii Socialiste România.

După terminarea adunării, participanţii au avut posibilitatea să facă excursii cu caracter tehnic în diverse regiuni ale Olandei.

La începutul şi sfîrşitul adunării au avut loc şedinţe ale Comitetului de direcţie şi Biroului I.I.S., în care s-au discutat probleme organizatorice şi de coordonare de ansamblu a activităţii I.I.S-ului.

Preşedinţia I.I.S. a fost preluată pentru trei ani de către F. L. Plummer (S.U.A.), ca urmare a expirării mandatului lui K. Rühl (R.F.G.), iar secretariatul general, de către P. D. Boyd (Anglia), urmînd lui G. Parsloe (Anglia).

Viitoarea adunare anuală a I.I.S.-ului va avea loc la Londra, între 9 şi 16 iulie 1967.

Contribuţia delegaţiei române. Delegaţia română a fost formată din 11 persoane, întreaga acţiune de participare a ţării noastre la lucrările adunării anuale I.I.S. — formarea şi pregătirea delegaţiei, întocmirea şi transmiterea de documente I.I.S. ca urmare a studiilor şi cercetărilor întreprinse de către specialişti din ţara noastră etc. — fiind dusă şi urmărită de către Comisia de sudură a Academiei Republicii Socialiste România, cu sprijinul ministerelor şi organelor centrale.

În comisiile de lucru au fost prezentate şi discutate 20 de documente (comunicări) aparţinînd specialiştilor români, şi anume :

— Comisia I (Sudarea cu gaze şi tehnici conexe) — Sălăgean T., Both D., Popovici D., Vas A. : „Cercetări asupra căldurii efective la tăierea metalelor cu jet de plasmă" :

— Comisia II (Sudarea cu arc) — Dordea T., Popovici Vl., Novac I. : „Posibilitatea încărcării simetrice a fazelor reţelei trifazate la conectarea unei surse monofazate de putere folosită în sudare" şi Milion A., Milion C. : „Notă asupra genezei fisurilor sub cordon" ;

— Comisia III (Sudare prin rezistenţă) — Antonescu I. : „Notă privind defectele apărute în calea ferată cu şine sudate" (prezentare făcută de Sălăgean T.) şi Ghizdavu V. : „Realizări privind procedeul de sudare prin frecare" ;

— Comisia V (Încercări, măsurări şi controlul sudurilor) — Constantinescu P., Doniga N. : „Posibilităţi de interpretare a radiografiilor sudurilor executate la conducte cu diametru redus (sub 150 mm) şi a radiografiilor sudurilor în unghi" ; — Giurcăneanu Gr. : „Notă asupra Doc. I.I.S.—V—287—65" ; — Milion A., Constantinescu N. : „Propunere pentru evaluarea gravităţii defectelor în suduri" ; — Năstase M. : „Controlul nedistructiv. Demonstrarea variaţiei coeficienţilor de absorbţie a radiaţiilor policromatice în funcţie de grosimea materialului absorbant" ; — Popa V. : „Probleme ale geometriei de expunere în radiografia industrială" şi Scripcaru T., Creţu Z. : „Posibilităţi de observare şi de măsurare directă a coordonatelor defectului" ;

— Comisia VIII (Igienă şi securitate) — Voicu V., Cassian E. : „Metode de ventilare pentru combaterea nocivităţilor de la sudura electrică" ;

— Comisia IX (Comportarea metalelor din punct de vedere al sudării) — Strat A., Ionescu Gh., Andreescu Gr., Ştefănescu St. : „Sudarea la temperaturi joase a construcţiilor tubulare din oţel pentru linii magistrale" ;

— Comisia XI (Recipiente de presiune, cazane şi conducte) : — Aldea M. : „Notă asupra Doc. I.I.S.—XI—F130—65" ;

— Comisia XII (Procedee speciale de sudare cu arc) — Echim T. : „Instalaţie mobilă pentru tăierea oţelurilor inoxidabile şi a metalelor neferoase cu ajutorul jetului de plasmă" ; Popovici Vl., Breazu M. : „Contribuţii la automatizarea procedeului arc-aer" şi Vas A., Popovici D. : „Asupra formării arcului secundar la generatoare de plasmă" ;

— Comisia XIII (Încercări la oboseală) — Raţiu M., Fîntînaru N. : „Observaţii asupra recomandărilor I.I.S. privind precizia maşinilor pentru încercări la oboseală" ;

— Comisia XV (Concepţia şi execuţia construcţiilor sudate şi calculul asamblărilor) — Ionescu P., Petrişor A. : „Aplicarea sudării automate sub flux la montarea recipientelor sferice de 1 000 m^3" ;

— Comisia XVI (Sudarea materialelor plastice) — Popovici Vl., Szenassy Al. : „Rotor de pompă centrifugă pentru mediu corosiv construit din plăci de vinidur în execuţie sudată".

Comunicările specialiştilor români au fost primite cu interes şi, în majoritatea cazurilor, s-a considerat că ele au adus o contribuţie în tematica recomandată de I.I.S., respectiv au prezentat teme noi care vor fi luate în considerare în grupele şi comisiile de lucru ale I.I.S.-ului.

S-a scos, de asemenea, în evidenţă faptul că toate comunicările româneşti au apărut — prin grija Comisiei de sudură a Academiei Republicii Socialiste România — sub formă de broşură, la expoziţia de publicaţii.

Delegaţii români au participat la discutarea altor comunicări susţinute în comisiile de lucru, au purtat discuţii în probleme profesionale de specialitate şi au stabilit legături cu specialişti din alte ţări, luînd cunoştinţă de rezultatele lucrărilor efectuate în străinătate şi de orientarea tematicii de cercetare, pe plan mondial, în domeniul sudării şi tehnicilor conexe.

Preşedintele Comisiei III, H. G. Taylor (Anglia), a arătat, în concluziile generale asupra desfăşurării lucrărilor, că domeniul sudării şinelor de cale ferată este deosebit de important şi a propus formarea unui grup de lucru sau a unei subcomisii ; evidenţiind contribuţia delegaţiei române, preşedintele a rugat delegaţia ţării noastre să accepte preşedenţia acestui grup sau subcomisii, în cazul în care se va crea.

Personalităţi din conducerea I.I.S. ului şi numeroşi participanţi au apreciat elogios aportul delegaţiei române, care, prin contribuţii substanţiale şi în continuă creştere, s-a situat printre delegaţiile cu participarea cea mai activă.

Prin grija Comisiei de sudură se vor lua măsuri care să permită şi să stimuleze o valorificare cît mai largă a bogatului şi importantului material de specialitate cules de delegaţia română, ca urmare a participării la lucrările Adunării anuale a I.I.S. din acest an.

Ing. *M. Gr. Năstase*

Tîrgul de la Leipzig

Între 4 şi 11 septembrie a.c. a avut loc Tîrgul internaţional de la Leipzig, în care 6 471 firme din 60 de ţări au expus pe o suprafaţă de 130 000 m^2 în special produse ale industriilor bunurilor de larg consum, care s-au bucurat de aprecierea a 240 000 vizitatori din R. D. Germană, R. F. Germană, Berlinul occidental şi alte ţări.

Cel mai mare expozant a fost R. D. Germană, care a expus pe o suprafaţă de 10 000 m^2 produse ale industriei R. D. Germane, reprezentată la acest tîrg în special prin aparate electrotehnice, fotocinema — optică, filme, maşini de birou, textile, substanţe chimice pentru uzul casnic, medicamente şi produse cosmetice, sticlă, porţelan şi ceramică, mobilă, instrumente muzicale, jucării şi articole de sport.

Celelalte ţări participante la tîrg au expus, de asemenea, textile, blănuri (U.R.S.S.), produse chimice, farmaceutice, produse alimentare, jucării, sticlărie, porţelanuri şi ceramică, articole de uz casnic, televizoare (Franţa), maşini de birou (Austria).

Întreprinderile de comerţ din Republica Socialistă România au expus confecţii şi tricotaje, diferite modele de încălţăminte, garnituri complete de mobilă, cum şi produse alimentare. De asemenea, Cartimex a prezentat cărţi, albume de artă şi reviste.

Prin calitatea şi varietatea lor produsele româneşti au fost bine apreciate de vizitatorii Tîrgului de la Leipzig.

Cu ocazia acestui tîrg a fost organizat un simpozion ştiinţific cu tema „Lubrifianţi, tehnica ungerii şi a lagărelor", care a avut loc de la 31 VIII la 3 IX la şcoala superioară tehnică din Karl Marx-Stadt, la care au luat parte numeroşi oameni de ştiinţă din diferite ţări.

Expoziţia Polimex

Între 12 şi 25 septembrie a.c. a avut loc la Bucureşti, în pavilionul central de expoziţii din Piaţa Scînteii, epoziţia Societăţii poloneze de comerţ exterior Polimex, în care au fost expuse maşini pentru construcţii, maşini şi instalaţii pentru industria chimică, maşini şi instalaţii pentru industria alimentară.

În cadrul maşinilor pentru construcţie au fost prezentate macaraua auto,,Wals'' tip Zk — 51, cu o înălţime de ridicare de 8—18,5 m (cu dispozitiv auxiliar pînă la 20, 25 m), macaraua auto HDS — 1 cu acţionare hidraulică pentru încărcarea şi descărcarea materialelor, sonetă pentru formarea piloţilor KPF—22 (acţionată de un motor de 150 CP), berbecul vibrator BC—9VE acţionat de motor electric şi BC—9 VS (acţionat de motor cu combustie internă), draga pentru şanţuri de ameliorare PRM—120, mai vibrant de 10 t BC—PVS, autoagitator pentru transportul betonului, foarfece mecanic N2—40, maşină de şlefuit Lastico SL—15 şi SL—40, dispozitiv pentru prişcuit betonul 2B—40, autoagitator pentru transportul betonului PBH—21, agregat de tencuit ATL—152, agregat pentru prepararea vopselelor APF—2, maşină de curbat manuală GHR—2 şi hidraulică GH—2. De asemenea, au mai fost expuse o cisternă pentru ciment CN—41 şi un laborator mobil pentru încercarea betonului.

Dintre maşinile şi instalaţiile pentru industria chimică s-au remarcat presele hidraulice pentru materiale plastice PHM—250 A, PHM—40, PH—63 a, PHM—100 a şi PHM 160 a şi moara pentru vopsele şi lacuri cu trei cilindri HWP—322—f3, cu dispozitiv hidraulic de strîngere a cilindrilor.

În cadrul maşinilor şi instalaţiilor pentru industria alimentară s-au remarcat evaporatorul în vid pentru prepararea pastelor de legume şi fructe WWA—4 şi WA—7, maşina pentru scos sîmburii, pentru prepararea bomboanelor etc.

Expoziţia a fost vizionată de numeroşi vizitatori, care au admirat calitatea exponatelor.

Revista revistelor

Traktori i selhozmaşini, nr. 7/1966: *Polianskii, V. G.* şi *Loghinova, N. G.* — Introducerea noului sistem de planificare şi stimularea economică; *Pospelov, D. R.* — Despre metodica de prelucrare a tipodimensiunilor agregatelor şi pieselor de tractor; *Hovah, M. S.* ş.a. — Propagarea flăcării în timpul injectării combustibilului în curentul transversal de gaze; *Voloşin, Iu. L.*, *Kalianov, F. V.* şi *Kutin, L. N.* — Studiul vibraţiilor tractoarelor cu ajutorul instalaţiilor electrice de modelare; *Kaipov, A. N.* — Asupra indicilor de funcţionare a tractorului T-50 construit de Uzina de tractoare din Lipeţk; *Levi, S.A.* — Despre metoda de comparare a caracteristicilor de putere ale tractoarelor; *Hrulkevici, O. A.* — Unele cerinţe ale motoarelor de tractor în cazul exploatării în zone tropicale; *Sciupak, P. L.* — Despre indicii de tracţiune ai tractoarelor; *Fedoseev, I. A.* — Problemele maşinilor agricole universale; *Abaşkin, V. A.*, *Fedianin, A. I.* şi *Iankelevici, V. L.* — Calculul variatorului, cu curele trapezoidale al tobei treierătoare a combinei SK-4; *Taranenko, V. I.* — Studiul tamburelor pentru plantat rizomi de izmă; *Galadjev, R. S.* ş.a. — Din rezultatele încercărilor de laborator privind durabilitatea organelor de maşini agricole; *Karpuşa, P. P.* şi *Daţenko, N. V.* — Analiza funcţionării discurilor rotative cu ace; *Rabinovici, A. S.* şi *Burenko, L. A.* — Analiza uzării şi autoascuţirii cuţitelor de tăiat nutreţ; *Kareev, A. S.* — Treierătoare de ricin KŞM-3; *Polosuhin, G. G.* şi *Horosavin, V. N.* — Cultivator forestier rotativ KRL-1; *Frolor, V, P.*, *Sahov, B. P.* şi *Ognev, K. G.* — Un nou tip de amestecător de masă de turbă STM-8 M; *Ignatiev, A. K.* — Pentru progresul tehnic continuu în domeniul uzinal; *Piatakova, L. L.* ş.a. — Alegerea oţelului pentru fabricarea patinelor tractoarelor cu şenile; *Bogakovskii, N. A.* — Automatizarea zincării cheilor de piuliţe; *Varlamov, G. P.* — Unele particularităţi ale construcţiei pulverizatoarelor fabricate în R.F.G.; *Gulta* — Mijloace mecanizate pentru introducerea în sol a îngrăşămintelor şi seminţelor fabricate în R.S.C.; *Bobrovnicii* — Conferinţa interuzinală de la Uzina ,,Gomselmaş'' în problema calităţii.

Maşinostroitel, nr. 7/1966 (număr dedicat organizării ştiinţifice a producţiei): *Semenov, Iu. G.* — Problemele constructorului de maşini în noul plan cincinal; *Şapiro, I. I.* — Progresul tehnic şi organizarea ştiinţifică a producţiei; *Jukov, V. P.* — Organizarea ştiinţifică a producţiei în proiectul întreprinderilor noi şi reconstruite; *Vasiliev, A. A.* — Organizarea ştiinţifică a producţiei şi sistemul de pregătire şi creştere a cadrelor calificate; *Kapustin, E. I.* — Organizarea ştiinţifică a producţie şi perfecţionarea retribuirii muncii şi stimulării materiale; *Vinokurov, V. S.*, *Levitan, V. M.* şi *Sultina, L. M.* — Cum se organizează locul de muncă; *Losev, A. G.* — Raţionalizarea proceselor complexe; *Serman, E. I.* — Procesele complexe necesită o examinare sistematică; *Kabişcer, Ia. E.* — Noi metode de studiu al timpului de lucru; *Koncetkov, V. I.* — Filmul şi oscilografia în sprijinul studiului proceselor complexe; *Mitrofanov, D. V.* — Sistem de deservire planificată a locurilor de muncă; *Zarubov, N. F.* — Organizarea muncii la lucrările auxiliare; *Gorodeţkii, V. G.* — Organizarea muncii în producţia automatizată; *Safronov, V. N.* şi *Miodov, N. M.* — Eficienţa activităţii maiştrilor. Din experienţa uzinelor; *Klimentiev, V. P.* — Uzina de utilaj chimic din Ural; *Pikalev, E. T.*, *Şabunin, N. N.* şi *Petruşkov, N. N.* — Uzina de vagoane din Kalinin; *Ţukerman, A. E.* — Uzina de automobile din Gorki; *Korenciuk, M. I.* — Uzina de tractoare din Minsk; *Ilinkov, A. G.* şi *Korobov, G. V.* — Uzina de maşini grele din Jdanovsk; *Şleimovici, M. A.* — Uzina de scule din Sverdlovsk.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 7/1966: *Weichelt, W.* — Experienţa aplicării normativelor complexe; *Bürmann, K.* şi *Schreiber, K.* — Planificarea rezervelor în întreprinderile industriale; *Musch, S.* — O metodă de calcul al necesarului de matriţe; *Däumichen, K.* — Aplicarea calculului matricial pentru justificarea cantitativă a nomenclatorului de piese; *Eichhorn, E.* — Organizarea calculului preliminar al preţului cu amănuntul pe baza datelor tehnologice; — Schimbări în concepţia asupra preţului de cost; — Problemele controlului economic în cadrul reviziei finanţelor de stat; *Jacobs, H. J.* — Sistem unghiular de determinare a înclinării muchiei de atac a sculelor aşchietoare; *Melzer, W.* — Posibilitatea retragerii tăişului sculelor de găurit; *Scholle, H.* — Discuri dinţate pentru tăierea betonului dur şi pretensionat; *Malý, V.*, *Starý, M.* şi *Zahrágka, K.* — O nouă sculă pentru finisarea pinioanelor; *Uhlig, K.* — Îmbunătăţirea calităţii şi creşterea productivităţii la şeveruirea angrenajelor exterioare şi interioare; *Hradzil, F.* — Prelucrarea rapidă prin presiune; — Conferinţa internaţională a societăţii ungare a minerilor şi metalurgiştilor; *Klemm, L.* — Utilizarea dispozitivului de încercare a materialelor tip Q 50—5 la sortarea magnetoinductivă a barelor de oţel; *Schutze, W.* — Evaluarea economică a utilizării dispozitivelor pentru încercarea nedistructivă care lucrează prin metoda vîrtejului la încercarea manuală a pieselor carburate la diverse adîncimi; *Pietsch, E.* — Studii comparative pentru determinarea indicilor magnetici şi electrici şi utilizarea lor la sortarea magnetoinductivă; — Instruirea şi calificarea de perspectivă în domeniul tratamentelor termice şi al tehnicii călirii.

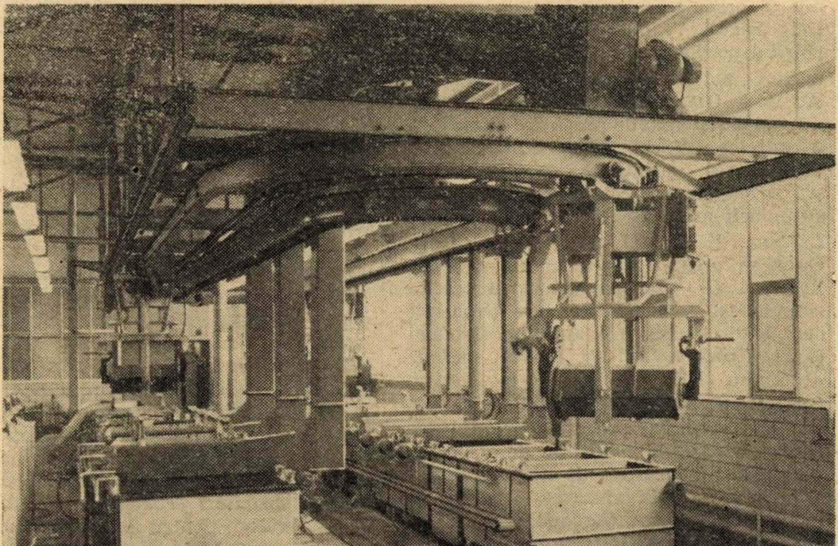
Maschinenbautechnik, nr. 7/1966: *Herrnsdorf, H.* — Determinarea indicilor de prelucrare, o importantă problemă de studii; *Altschul, R.* — Mecanisme utilizate în construcția de mașini prezentate la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1966; *Grobow, G.* — Pompe și compresoare la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1966; *Surek, D.* — Studiul pierderilor prin frecare la pompele radiale; *Bernard, W.* — Spălarea benzilor de țesături; *Schmutzler, W.* — Turația valțurilor cu cuțite — calculul și încercarea la forța centrifugă; *Pohlenz, W.* — În memoria lui Johann Leonidas Lewicki; *Lohwasser, F.* — Conferința științifică „Problemele eroziunii și protecției anticorosive a metalelor" de la Praga; *Boden, F.* — Al șaselea colocviu în problema mașinilor prelucrătoare de la Universitatea tehnică din Dresda; *Rothbart, H. A.* — Analiza dinamică a mașinilor; *Bögelsach, G.* — Fenomenele de alunecare, rostogolire și găurire la mecanismele spațiale; *Lichtenheldt, W.* — Colocviul în problema mecanismelor cu came de la Goslar.

Die Technik, nr. 1/1966: *Körwien, H.* — A XX-a aniversare a revistei „Die Technik"; *Richter, H. V.* și *Linke, D.* — Principiile și metodele radiografiei în culori; *Weise, G.* — Aplicarea metodelor de determinare a necesarului pentru pregătirea tehnică a fabricației în construcția de mașini; *Neidel, W.* și *Johst, P.* — Problematica proiectului de sarcină pentru calculul static al carcaselor aparatelor de la cuptoarele tubulare; *Telle* — Noi date asupa mecanismului de formare a straturilor subțiri; *Tauscher, H.* și *Stecher, E.* — Contribuții asupra comportării la vibrații permanente a oțelurilor nitrurate de construcții; *Sippel, A.* — Cerințe funcționale impuse suprafețelor pieselor de materiale feroase, asigurarea lor prin metode de coordonare și metode de încercare standardizate; *Kunz, F.*, *Fabian, D.* și *Förster, O.* — Comportarea elementelor constituante la carburarea la temperaturi înalte; *Hänsel, P.* — Rezistența la oboseală a fontei cu grafit sferoidal; *Henning, H. D.* — Informații asupra proiectului de instalații hidraulice.

Gép, nr. 7/1966: *Réti, P.* — Direcțiile de dezvoltare a încercărilor moderne ale materialelor; *Szántó, M.* — Cerințe constructive și date de proiectare pentru sculele așchietoare, din punctul de vedere al duratei de serviciu; *Rohonyi, V.* — Problemele standardizării transmisiilor melcate cilindrice; *Ernei, G.* — Considerații asupra articolului „Problemele standardizării transmisiilor melcate cilindrice", de *V. Rohonyi*; *Hásko, F.* și *Harmuth, K.* — Studiul electronomicroscopic al acoperirilor zincate.

GALVANOTEHNICA BLASBERG un factor important al exploatării raționale

Livrează: Automate, instalații și aparate pentru întregul proces chimic și electrolitic al galvanotehnicii.
Instalații de mare productivitate și produse pentru prelucrarea chimică și electrolitică superficială a metalelor și materialelor plastice
Informații asupra procedeelor și instalațiilor moderne prin documentare gratuită.



BLASBERG

este în frunte în ce privește cercetarea și realizările practice din acest domeniu.

În fotografie este arătată o instalație automată cu comandă după program pentru tratarea pieselor în tambure.

Friedr. Blasberg, Solingen
GmbH. & Co. KG
Spezialfabrik
für Galvanotechnik
565 Solingen-Merscheid
Tel. (02122) 78061
SF 08514835

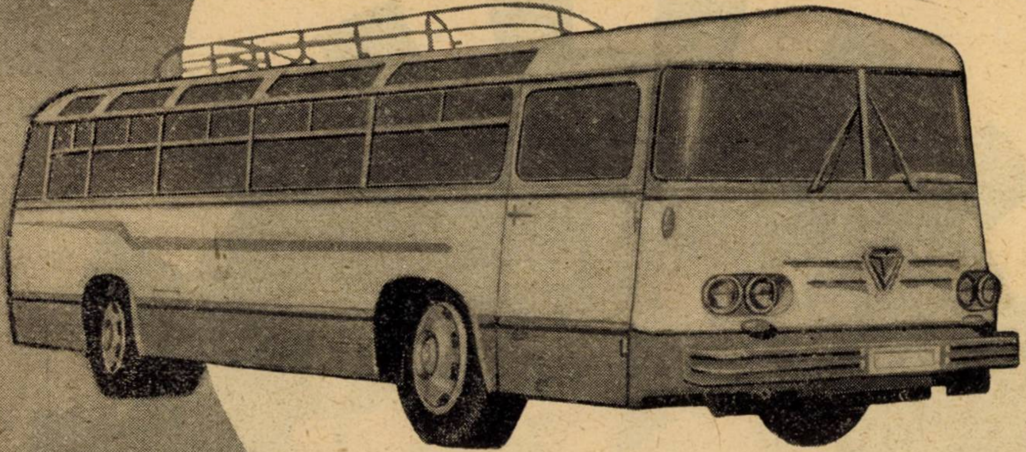
REPUBLICA
FEDERALĂ
GERMANĂ

Blasberg

UZINA

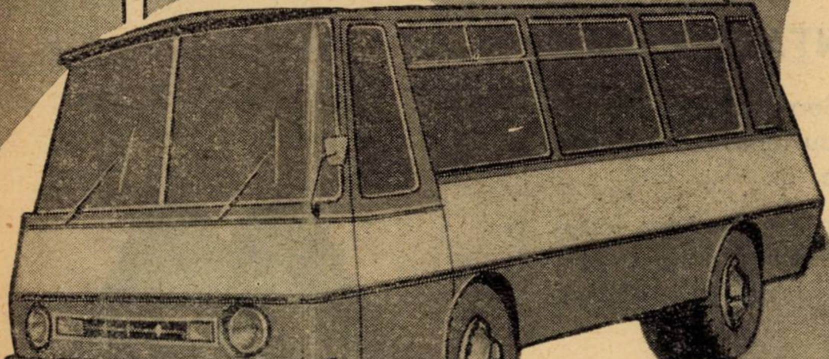
autobuzul

București

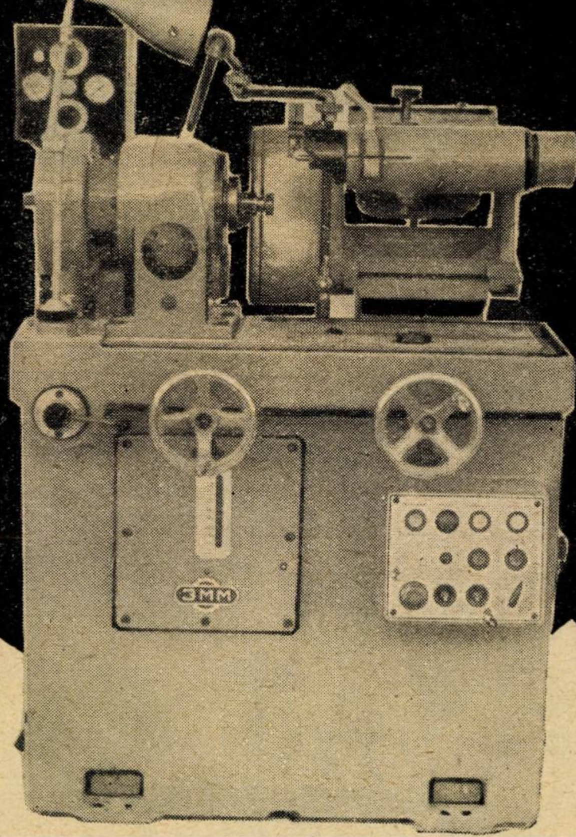


produce:

Autobuze rutiere	*TV 2 R – 140 CP*
Autobuze urbane	*TV 2 U – 140 CP*
Troleibuze	*TV 2 E – 75 kW*
Microbuze	*TV 4 M – 70 CP*
Autofurgonete	*TV 4 F – 70 CP*
Autosanitare	*TV 4 S – 70 CP*
Autocamionete	*TV 4 C – 70 CP*



UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI
RAION N. BĂLCESCU OSTROV 3 TELEF. 23 93 20



MACHINOEXPORT

Vizitaţi standul nostru de la Expoziţia industrială a R. P. Bulgaria la Bucureşti între 1 şi 13 noiembrie 1966

Oferim pentru întreprinderile constructoare de maşini

MAŞINA DE ŞEVERUIT ROŢI DINŢATE ZM—2

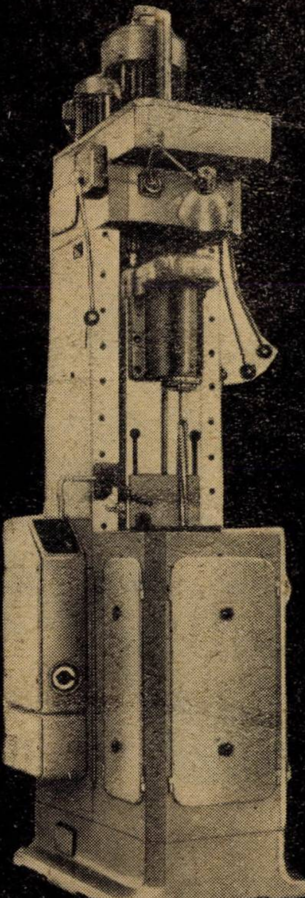
Maşina realizează finisarea dinţilor angrenajelor. Serveşte pentru prelucrarea angrenajelor de diferite diametre, grosimi sau forme şi se evidenţiază prin evidente calităţi tehnice şi de exploatare

Diametrul roţilor dinţate prelucrate, 40 — 400 mm ▲ Grosimea roţilor prelucrate, pînă la 100 mm ▲ Modulul dinţilor roţilor prelucrate, pînă la 10 mm ▲ Turaţia discului, 4000 rot/min ▲ Greutatea maşinii, 700 kgf

Exportator: MACHINOEXPORT

str. Aksakov nr. 5 ● Sofia — R. P. Bulgaria ● Telefon 8.53.21; telex. 011 — 425
Telegrame: Machinexport — Sofia

BULGARIA



BULGARIA

La expoziţia industrială a R. P. Bulgaria de la Bucureşti între 1 şi 13 noiembrie 1966

MACHINOEXPORT

prezintă:

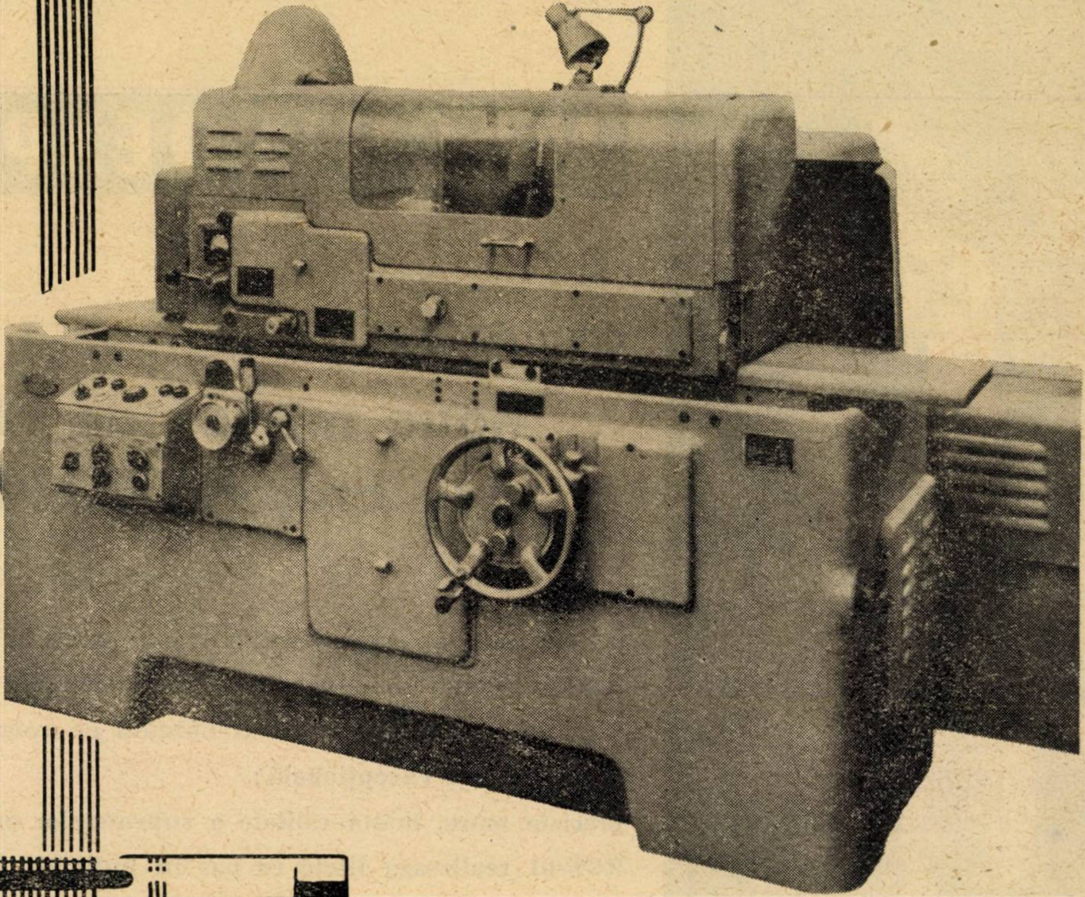
noua maşină de filetat prin broşare ROS-01

pentru filetarea orificiilor de diverse profile în oţel, metale neferoase şi materiale plastice printr-o singură prindere şi cu o singură sculă cu mişcare combinată de avans şi de rotaţie;
productivitate excepţională;
precizie mare, înaltă calitate a suprafeţelor prelucrate.
ROS-01 realizează filete cu pas în milimetri, ţoli, modul sau Diametral-Pitch.
Medalia de aur la Tîrgul de primăvară din Leipzig 1966

BULGARIA

Exportator:

MACHINOEXPORT, str. Aksakov, nr. 5, Sofia — R.P. Bulgaria — telefon 8.53.21; telex: 011—425; telegrame: MACHINOEXPORT SOFIA



5822

Maşină universală de rectificat filete model 5822

Destinată pentru rectificarea filetelor exterioare şi interioare ale diferitelor scule şi piese
Rectificarea se execută cu pietre cu unul sau mai multe ganguri într-una sau două direcţii
Corectarea pietrei cu un singur gang se realizează automat

Distanța între vîrfuri, mm	500
Diametrul piesei înainte de prelucrare, mm	200
Diametrul filetului exterior, mm pînă la	150
Pasul, mm	0,25—24
Numărul de ganguri pe 1″	28—3
în module	0,3—14
Diametrul filetului interior, mm	25—125
Puterea electromotorului principal, kW	4,5
Dimensiunile de gabarit, mm	2 510 × 2 025 × 1 480
Greutatea, kgf	3 850

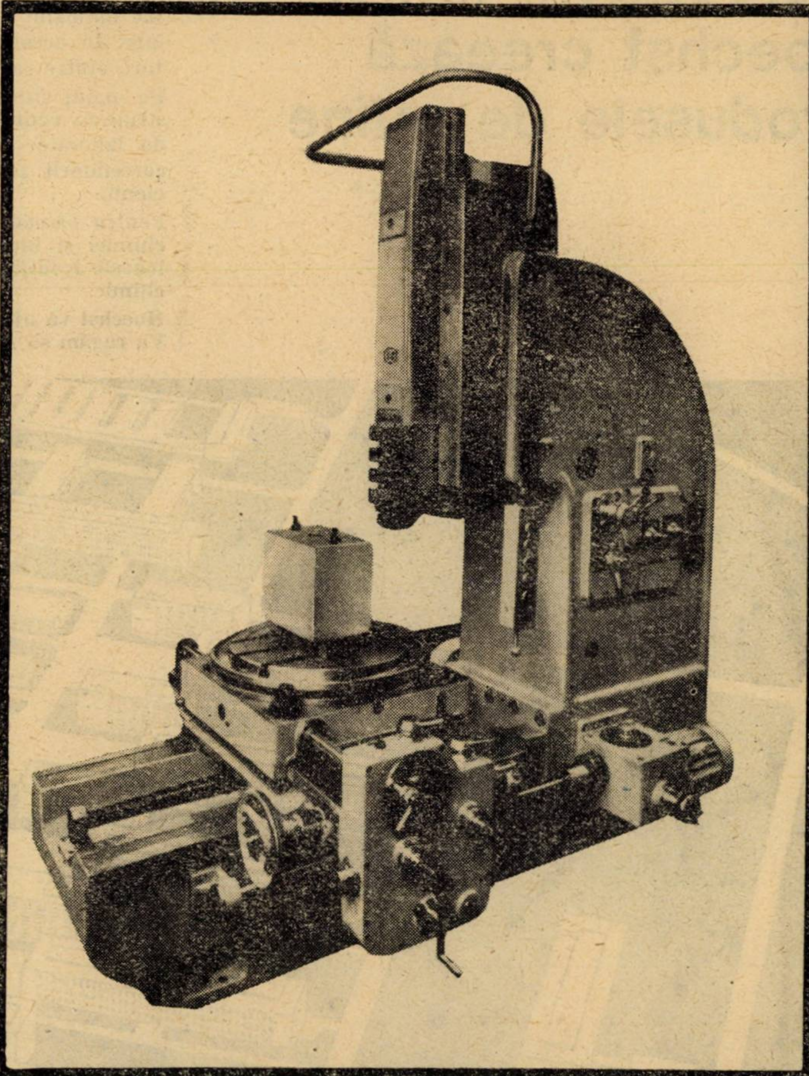
Prospectul detaliat se expediază
la cerere

„STANKOIMPORT" —
Moscova, U.R.S.S.

Stankoimport

Productivitate ridicată şi siguranţă în funcţionare

7M430 7M450



MAŞINI
DE
MORTEZAT
HIDROFICATE

Exportă:

V/D
„Stankoimport"

HYDRAULIC SLOTTERS

Se recomandă următoarele modele:

	7A412	7A420	7M430	7 450	745A	747A
Cursa maximă a berbecului, mm	100	200	380	580	900	1 400
Dimensiunile (diametrul) suprafeţei de lucru a mesei, mm	180×310	500	650	900	1 400	1 600
Vitezele limită ale berbecului, m/min	—	—	5—36	5—22	4—30	6—30
Numărul de curse duble pe minut ale berbecului	50—197	40—163	—	—	—	—
Greutatea, kgf	720	2 120	5 200	7 800	19 000	48 500

Cataloage detaliate se expediază la cerere

Stankoimport

Adresa: **V/D „STANKOIMPORT"**
Smolenskaia — Sennaia 32/34
Moscova, G — 200, U.R.S.S.

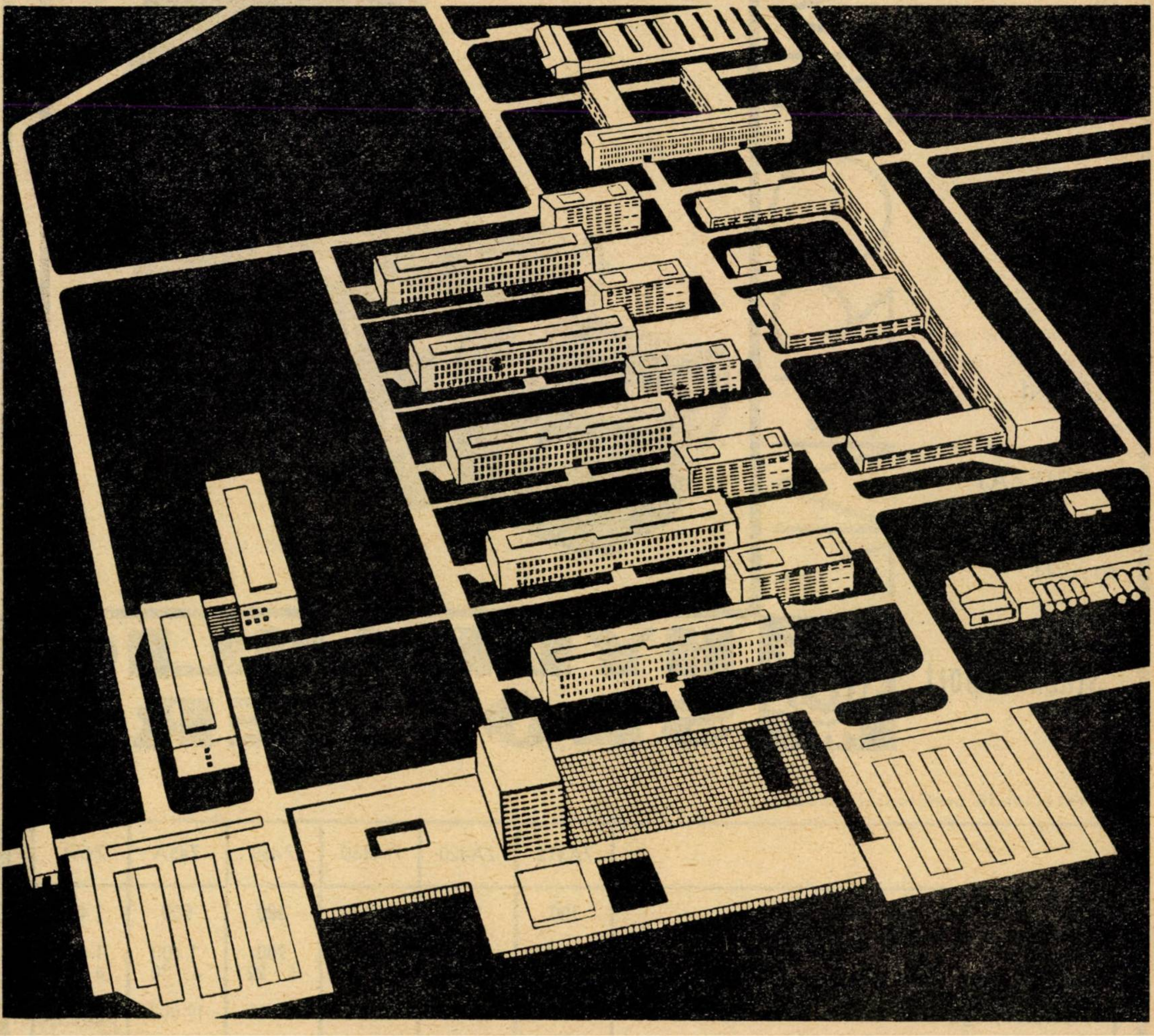
Cercetătorii firmei Hoechst creează produsele de mîine

În chimia industrială cercetările ocupă un loc proeminent. Astfel, în anul 1965 firma Hoechst a investit 306 milioane lei pentru lucrări de cercetare și dezvoltare. În acest domeniu lucrează peste 8 000 colaboratori, dintre care peste 1 100 oameni de știință.

Pe malul stîng al rîului Main, firma Hoechst își construiește centrul său de cercetări. La fiecare clădire de laborator este anexată o stație pilot, astfel încît cercetătorii pot lucra nemijlocit împreună cu tehnicienii.

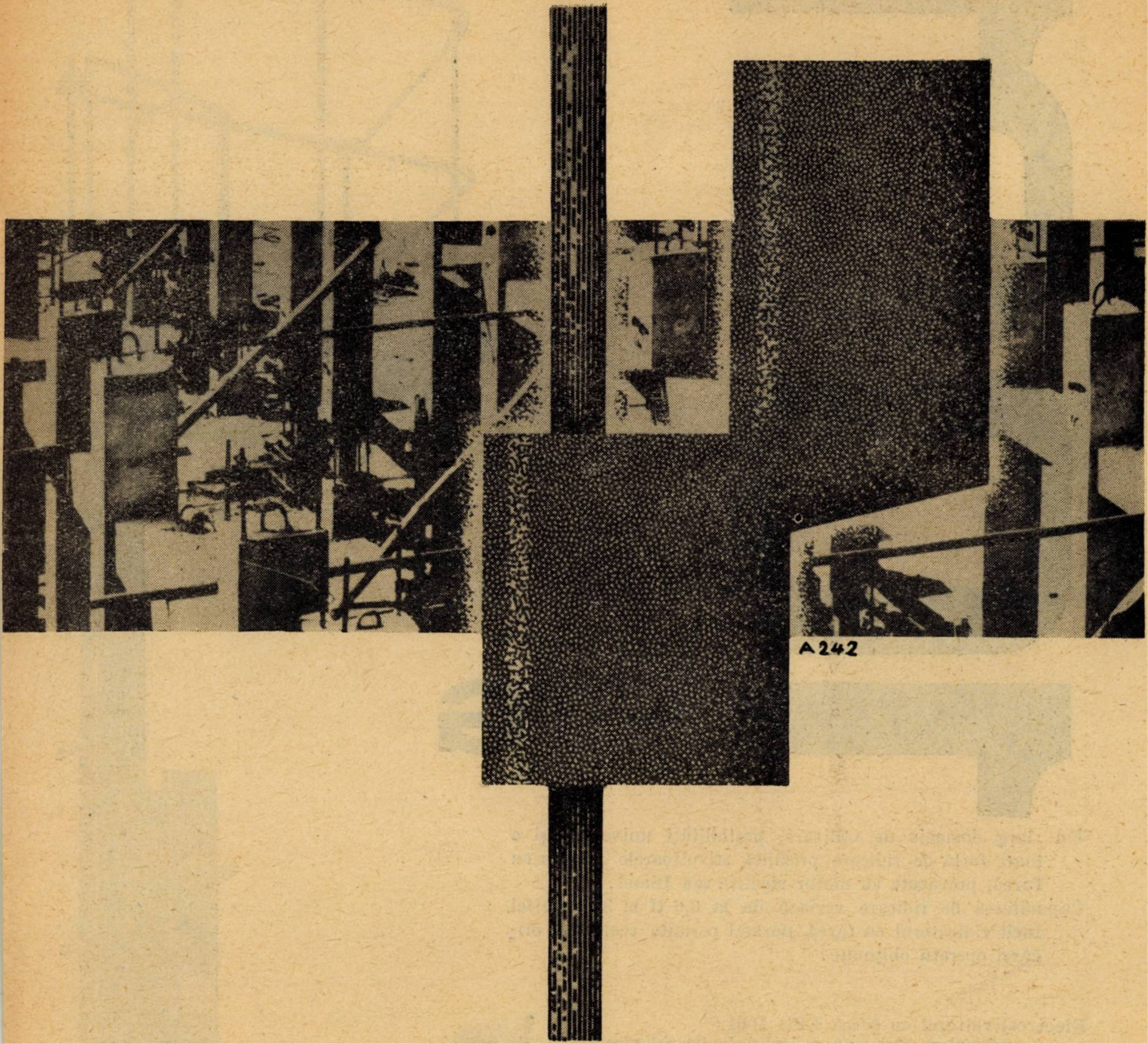
Pentru cercetări și experimentări în domeniul fizicii, chimiei și biologiei, care nu pot fi efectuate cu mijloacele tradiționale, a fost înființat un laborator radiochimic.

Hoechst vă ajută în rezolvarea problemelor dv.
Vă rugăm să ne scrieți.



HOECHST

FARBWERKE HOECHST AG — FRANKFURT (MAIN) — HOECHST
REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ



Sudarea aluminotermică a oțelului-beton mărește productivitatea la sudarea în poziția orizontală și verticală a tuturor oțelurilor-beton cunoscute, prin scurtarea timpului de lucru.

Serviciul nostru special vă poate da orice informație tehnică și stă la dispoziția dv. pentru lămurirea problemelor practice în toate domeniile de utilizare ale sudării aluminotermice.

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA

Betriebsabteilung Ammendorf 4011 Halle/Saale, Schachtstrasse, 11 ◆ Republica Democrată Germană

1001 EFG

Un larg domeniu de utilizare, posibilități universale și o mare forță de ridicare prezintă stivuitoarele noastre cu furcă, prevăzute cu motor electric sau Diesel.

Capacitatea de ridicare variază de la 0,6 tf la 3 tf, astfel încît ridicătorul cu furcă normal permite realizarea oricărei operații obișnuite.

Electrostivuitorul cu furcă EFG 1001:
- vehicul pe trei roți cu instalație de ridicare hidraulică
- baterie electrică pentru deplasare
- bandaje pline din cauciuc
- forță de tracțiune 1000 kgf
- înălțimea de ridicare 3200 mm.

Deutscher Innen — und Aussenhandel
MASCHINEN-EXPORT
108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană
Informații: Reprezentanța Comercială
pe lîngă
Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14, București,
telefon: 11.39.97

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

FABRICA DE RULMENŢI
BÎRLAD

Livrează

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

**rulmenţi
de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate.**

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

1967 APR 1

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.
CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.
CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.
CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

R

REFERÁLVA

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVIII • Nr. 12 • DECEMBRIE 1966

R:2
Y:2

Șantierul Naval

BRĂILA

construiește:

Remorchere de 1200 CP
Șalupe remorcher de 150 CP
Drăgi refulante de 500 m^3/h
Șlepuri de 1000 și 1700 t
Ceamuri de 240 t

E 3279

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

produce:

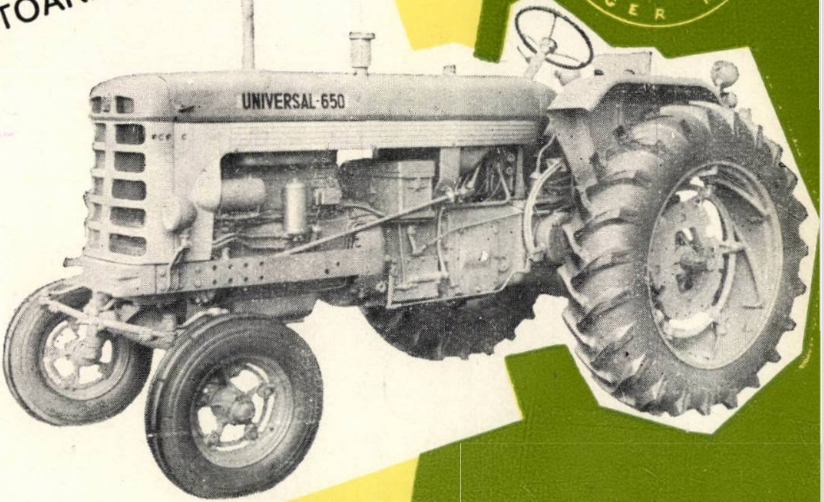
U-650

TRACTOR UNIVERSAL DE 65 CP

- CU CALE LARGĂ SAU CALE ÎNGUSTĂ
- CU PATRU ROȚI MOTOARE (U-651)

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

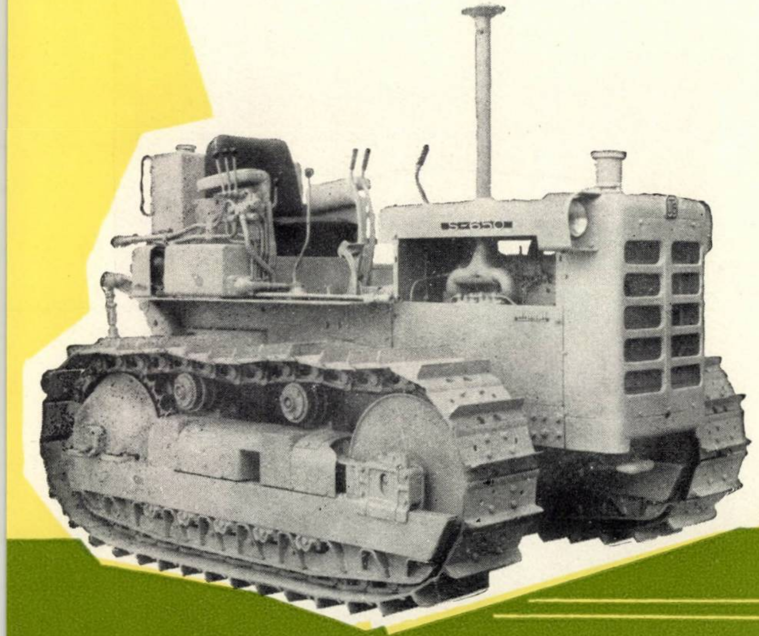
800 JAHRE LEIPZIGER MESSE 1165 1965



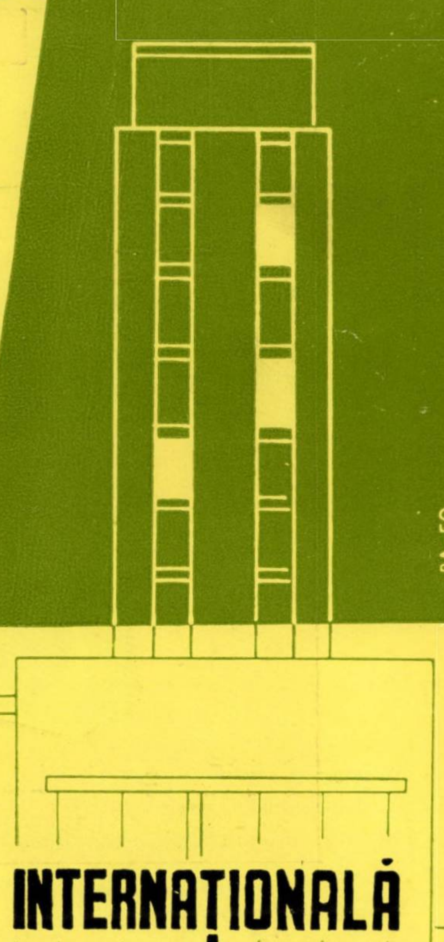
TRACTOARE

S-650

TRACTOR PE ȘENILE DE 65 CP



MOTOARE DIESEL



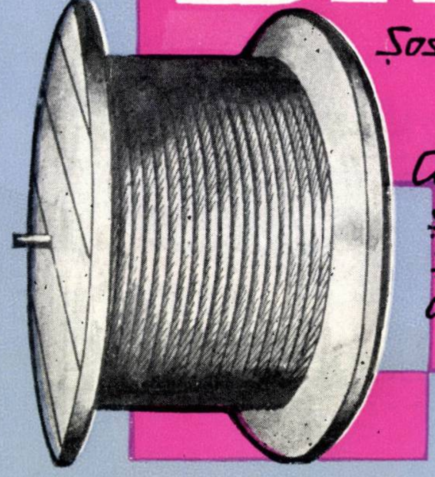
BA-FO.

MARCA UTB ESTE CUNOSCUTĂ PE PIAȚA INTERNAȚIONALĂ

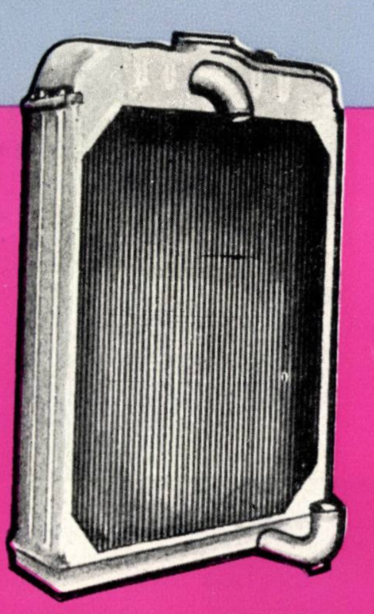
Fabrica de radiatoare și cabluri

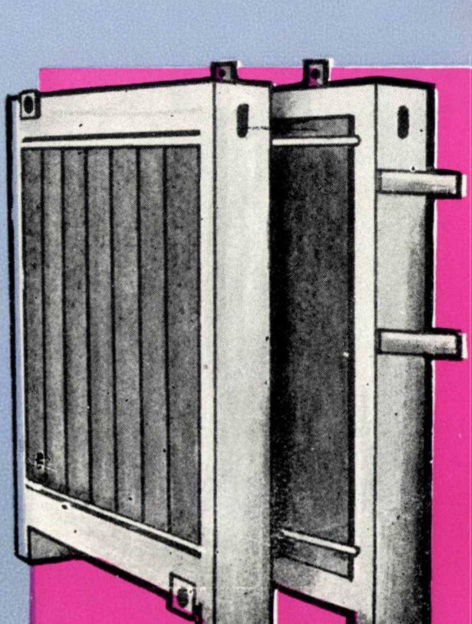
BRAȘOV

Șoseaua Cristianului nr.1-3 tel. 1.47.22



Cabluri din oțel pentru tractiune
și conductori funie de aluminiu
și oțel aluminiu pentru linii
de energie electrică





Radiatoare pentru motoare auto,
tractoare, locomotive Diesel și motoare stabile

uzina
independenţa
sibiu

EXECUTĂ PRODUSE PENTRU:

INDUSTRIA SIDERURGICĂ: Cubilouri, cuptoare, maşini de sablat, site vibratoare, dozatoare, amestecătoare, dezbătătoare, bătătoare pneumatice, maşini automate de format, maşini de format prin aruncare etc.

INDUSTRIA CHIMICĂ: Ventilatoare pentru turnuri de răcire, filtre presă, holendere, propelere, suflante, pompe de vid, lanţuri cu role şi zale scurte pentru utilaje petroliere, mori cu cuţite pentru materiale plastice etc.

INDUSTRIA MINIERĂ: Ciocane de abataj, ciocane perforatoare, filtre de vid, concasoare şi granulatoare giratorice, suflante, pompe de vid etc.

INDUSTRIA ALIMENTARĂ: Uscătoare de cartofi, maşini de frămîntat aluat, omogenizatoare şi dozatoare de grăsimi, utilaje pentru fabricile de zahăr şi ulei.

INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR: Betoniere, maşini de înşurubat, ciururi vibratoare, prese cu fricţiune, vibratoare pneumatice, pompe pneumatice pentru transportul cimentului.

ICM
ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

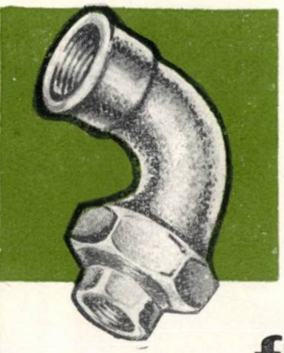
REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE DE METALE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

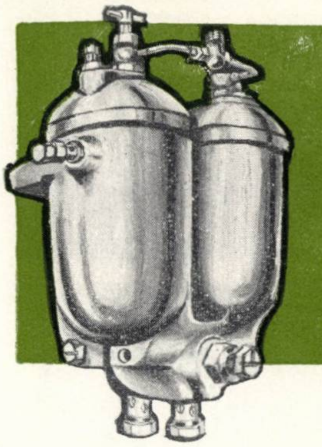
Uzina 2 BRAȘOV

produce:

fitinguri

din fontă maleabilă



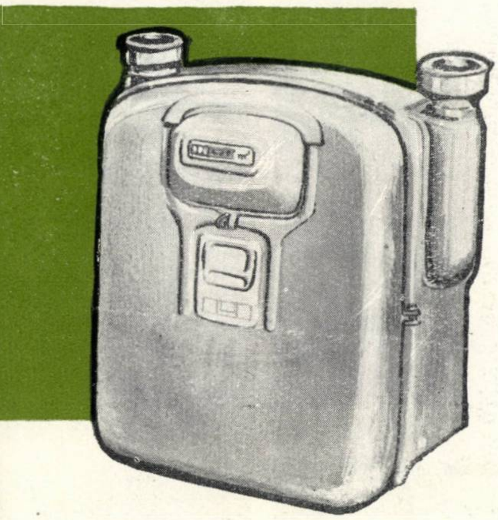


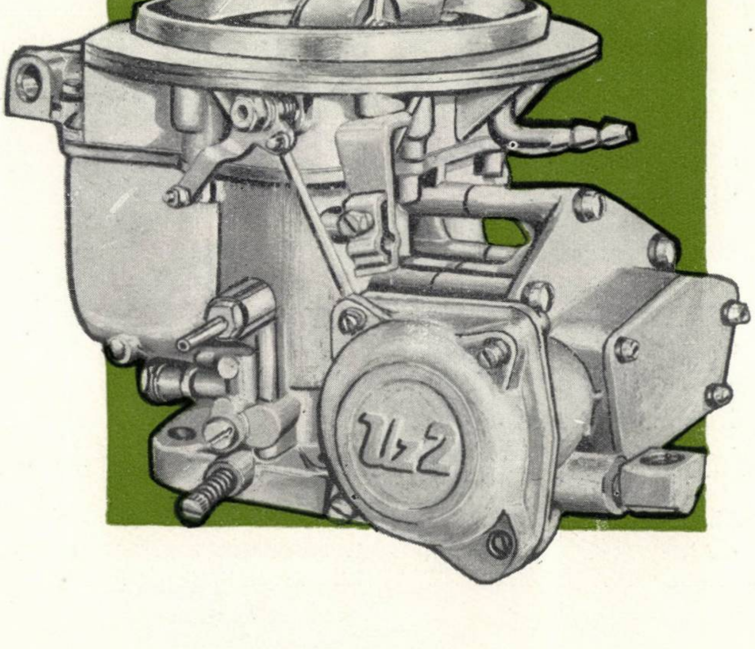
filtre

pentru ulei
și combustibil
pentru motoare DIESEL

contoare de gaz

pentru debit de
6 m³/h și 20 m³/h





carburatoare

pentru motoare
SR 211 și M 207

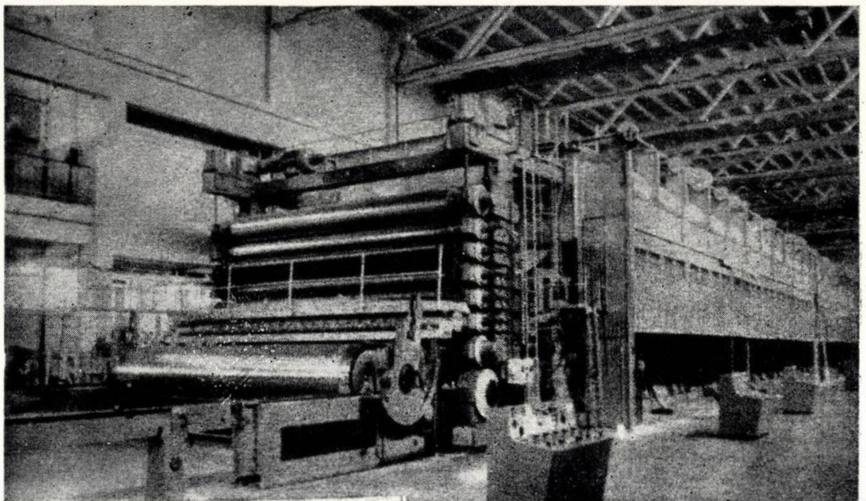
Șos. Zizinului Nr. 119
Telefon : 13407-13408

întreprinderea de montaje bucurești

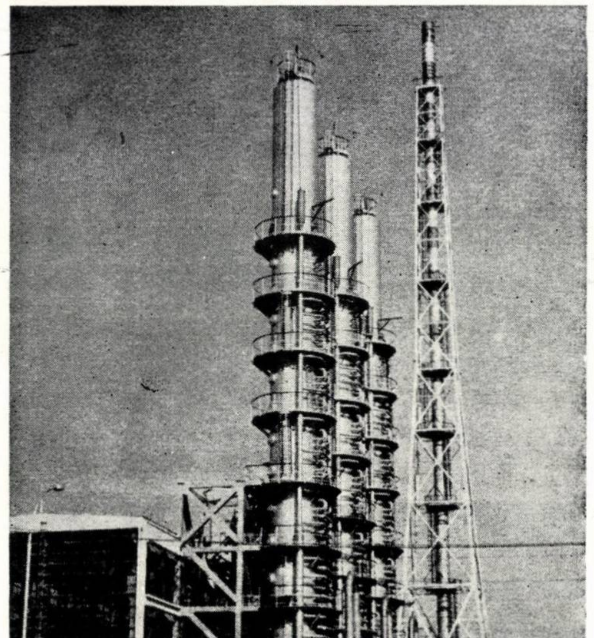
execută

LUCRARI DE MONTAJ

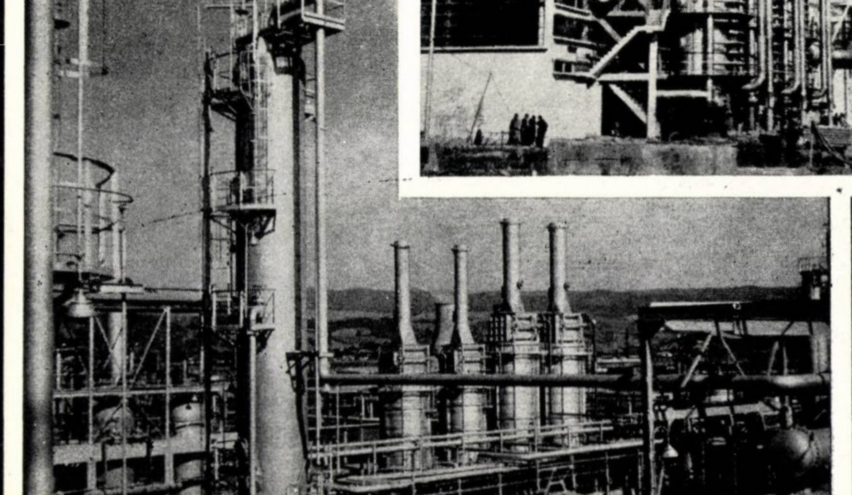
pentru



Fabrici de celuloză şi hirtie



Uzine de ingrăşăminte



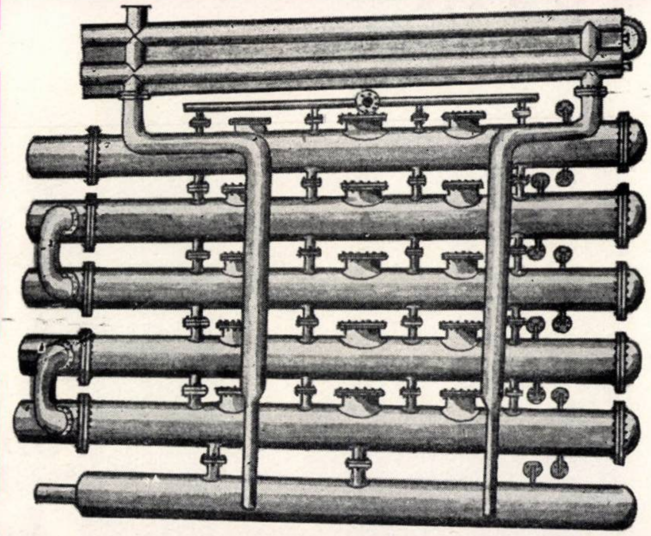
Uzine petrochimice şi rafinării

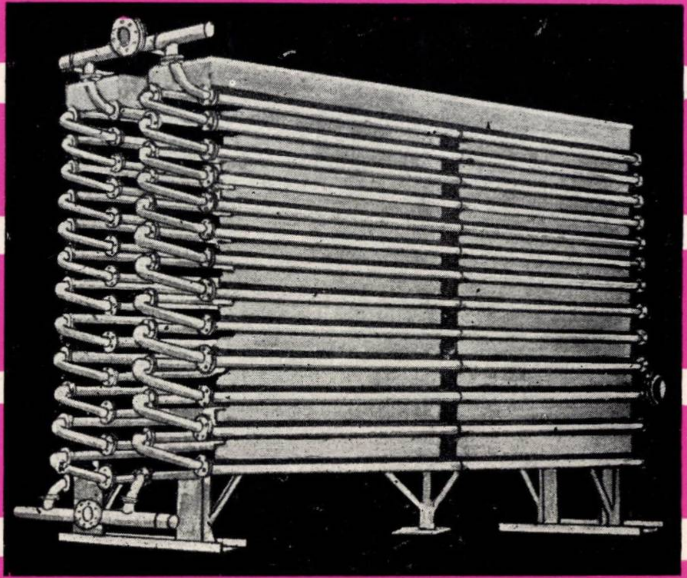
IMB

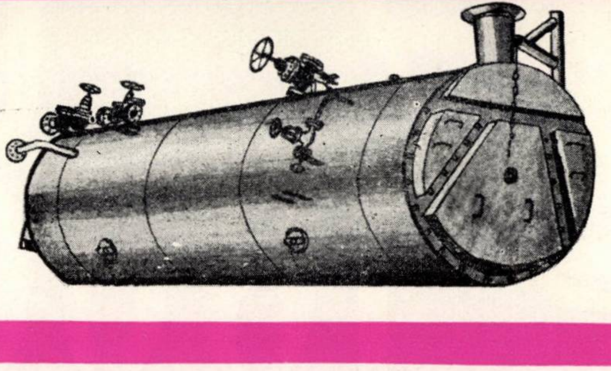
Întreprinderea de montaje București
B-dul General Magheru nr. 27,
Raion 30 Decembrie
telefon 16.20.61 — 65

E 3279

UZINA GRIVITA ROȘIE







EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE UTILAJE TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI PETROLIERĂ

Coloane de:

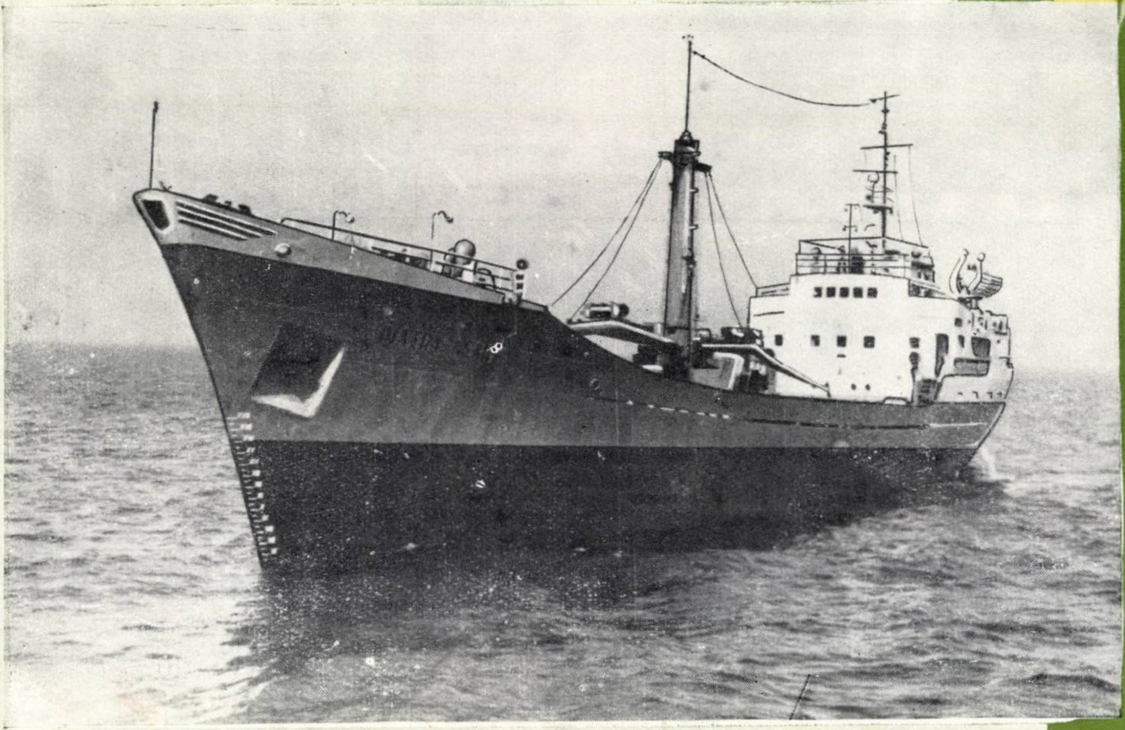
Distilare
Fracționare
Spălare
Vid
Stripare
Stabilizare

Absorbere
Scrubere
Condensatoare
Separatoare
Filtre
Rezervoare
Vase de drenaj
Fierbătoare
Vaporizatoare
Buncăre
Conteinere
Sobe de contact
Mori cu bile
Mori cu ciocane
Schimbătoare de căldură.

Cazan de abur
tip C.T.F
2 t abur/h

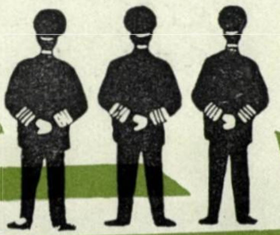
uzina mecanică

TURNU-SEVERIN

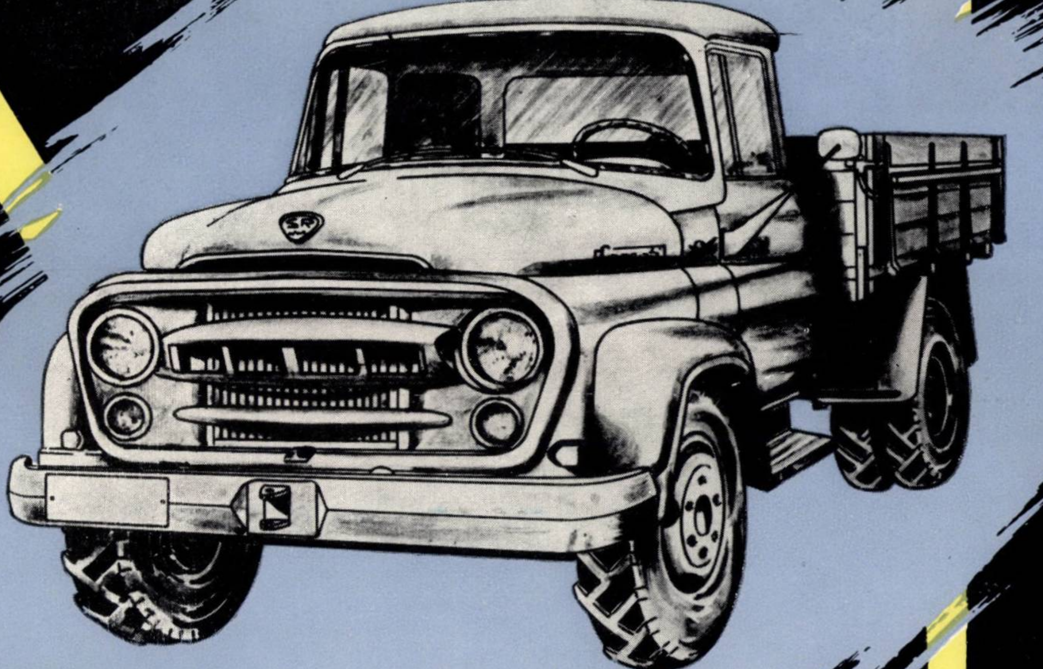


Lungimea maximă	73,78m
Lățimea	10,75m
Înălțimea	5,60m
Deadweight	1 725 t
Deplasamentul	2 548 t
Puterea motorului	1 350 CP
Viteza	12 nd

- Instalație de încărcare electrohidraulică
- Instalație de salvare cu grui gravitaționale
- Capace la bocaporți, tip „Mac Gregor"
- Instalație de stins incendiu cu CO_2
- Curent alternativ trifazat la tensiunea de 220 V—50 Hz



CARGOU 1600 TDW



Uzinele de autocamioane

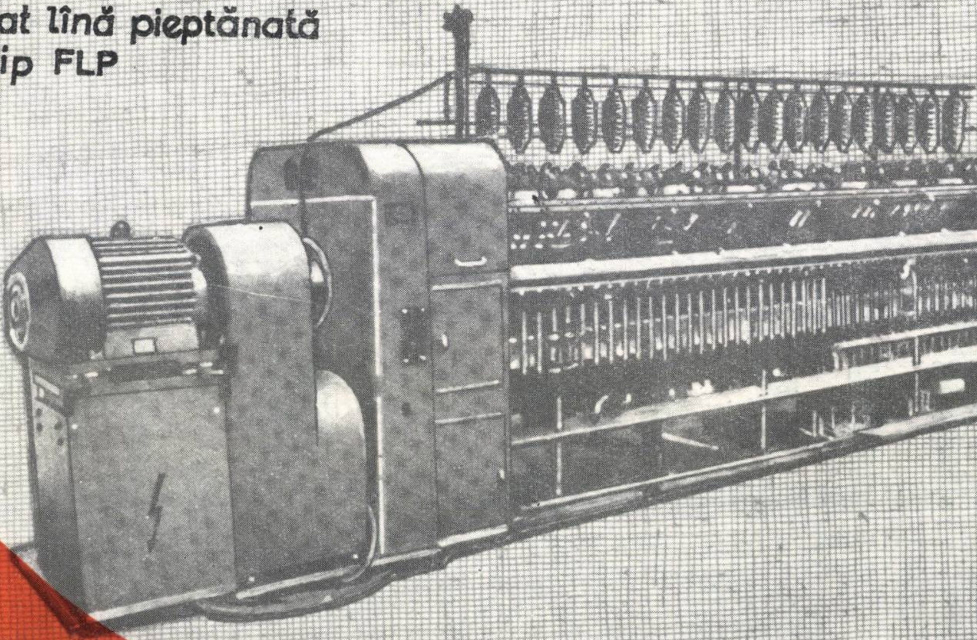
STEAGUL ROȘU

Brașov - Strada Poenelor 5
Telefon 16310

- manevrabilitate
  ușoară
- linie modernă
- vizibilitate
- confort
- puterea: 140 CP
- Sarcina 3T - SR-131
  utilă: 5T - SR-113
- consum 25l - SR-131
  la 100 km: 28l - SR-113

UNIREA

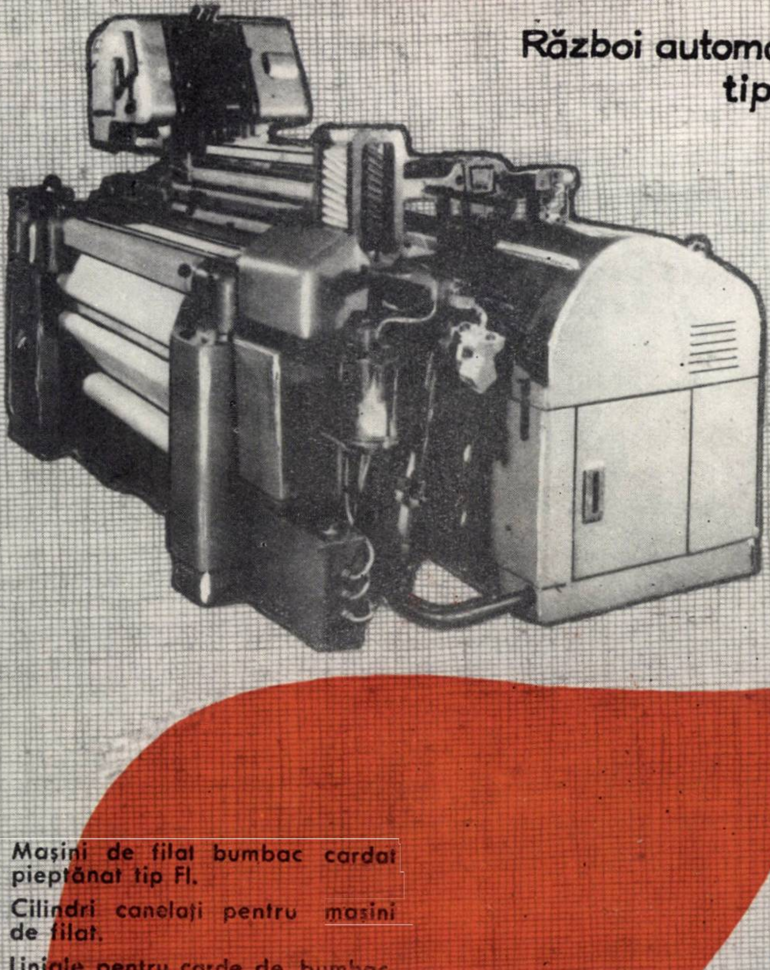
Maşină de filat lînă pieptănată
tip FLP



UZINA LIVREAZĂ ÎN MOD CURENT:

- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de ţesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de ţesut mătase tip AM.
- Maşini de pieptănat lînă tip PL.
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice, tip 3P.
- Maşini de filat lînă pieptănată tip FLP.

Cluj



Război automat de țesut mătase tip AM

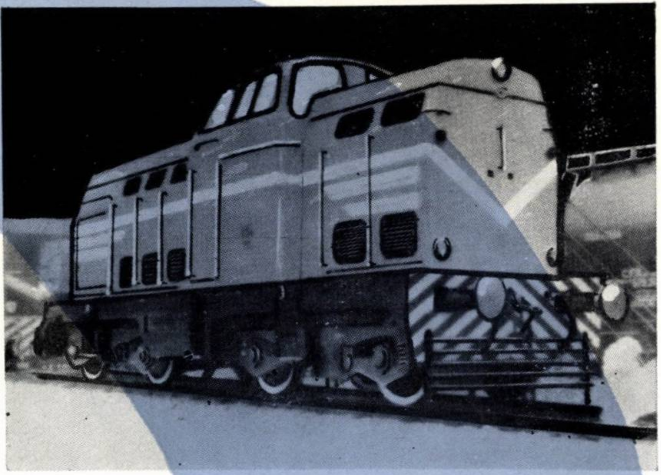
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat tip Fl.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

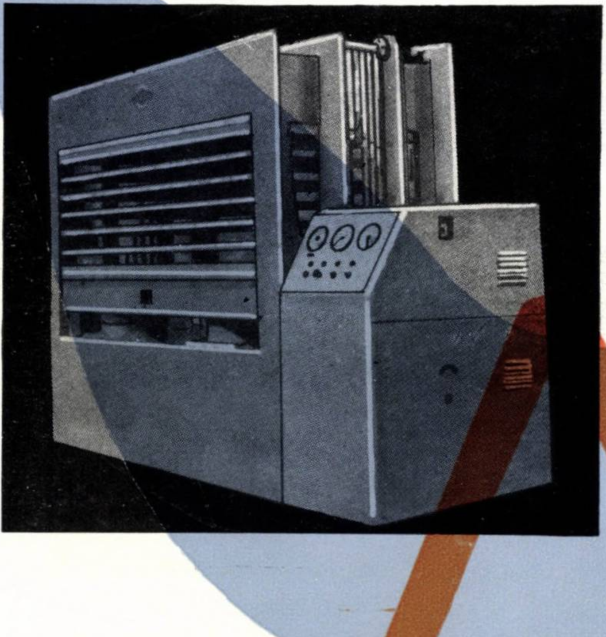
Unirea

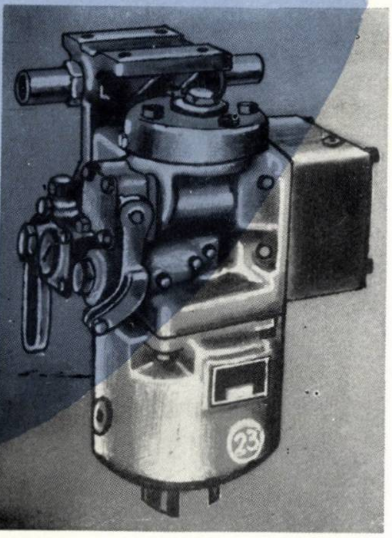
PIAȚA 1 MAI - CLUJ

UZINA 23 AUGUST

produce:







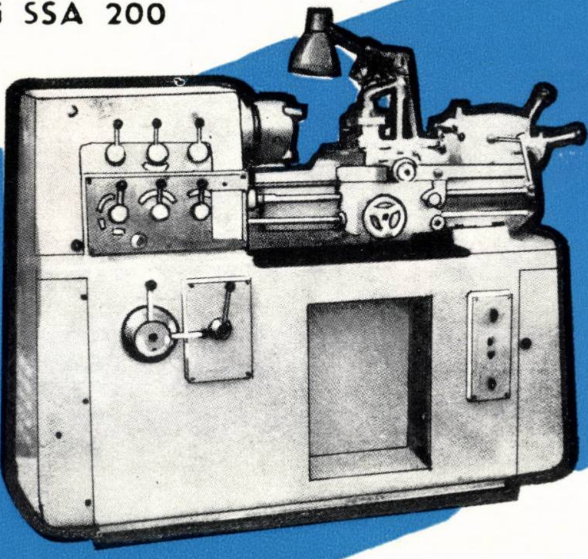
- Agregate și aparataje pentru industria chimică
- Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
- Motoare Diesel de la 100 la 1000 CP
- Linii de ciment de 800 t/zi
- Locomotive Diesel mecanice și hidraulice de la 120 la 1250 CP pentru cale normală și îngustă
- Vagoane speciale pentru siderurgie
- Frine cu aer comprimat pentru material rulant
- Prese hidraulice cu 6 și 15 etaje pentru industria lemnului etc...

UZINA 23 AUGUST, Bulev. Muncii 256, București, telef. 216030

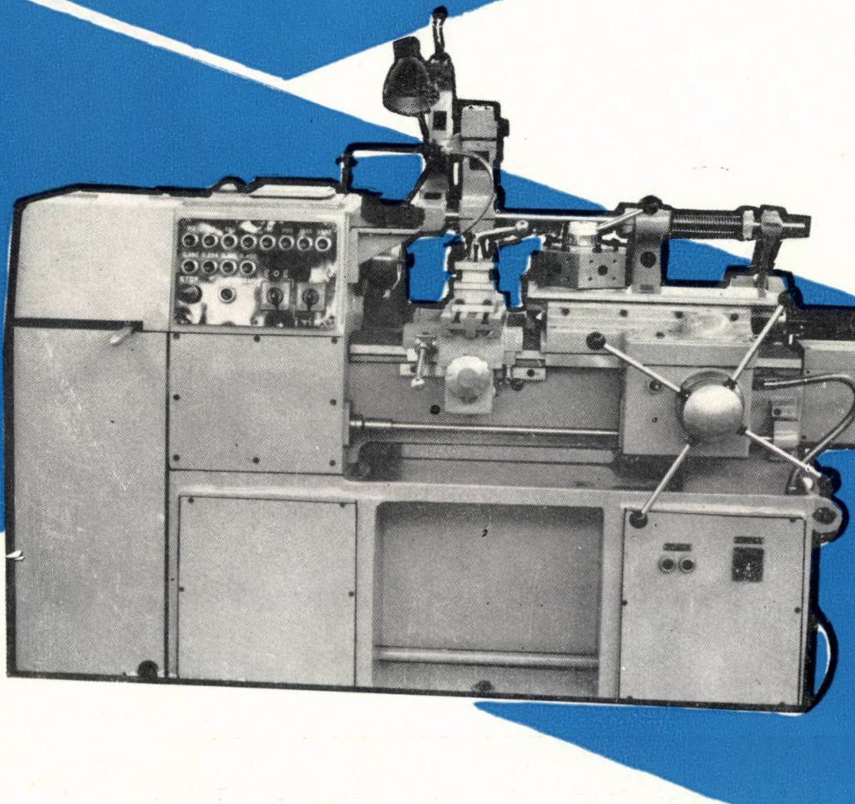
UZINA DE STRUNGURI

execută:

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 și 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 și SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 și SRV 40 și
Strung de copiat cu comandă semiautomată SSA 200



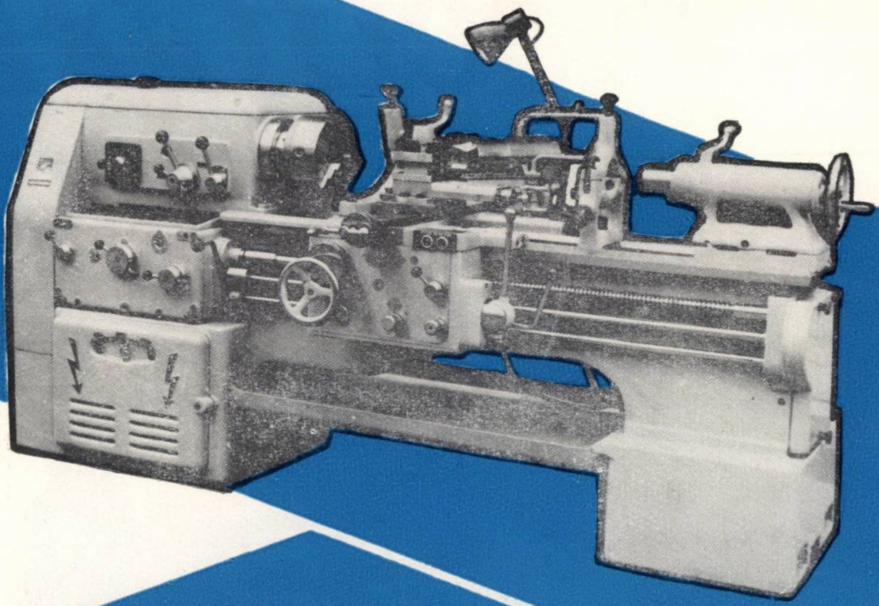
SN 250

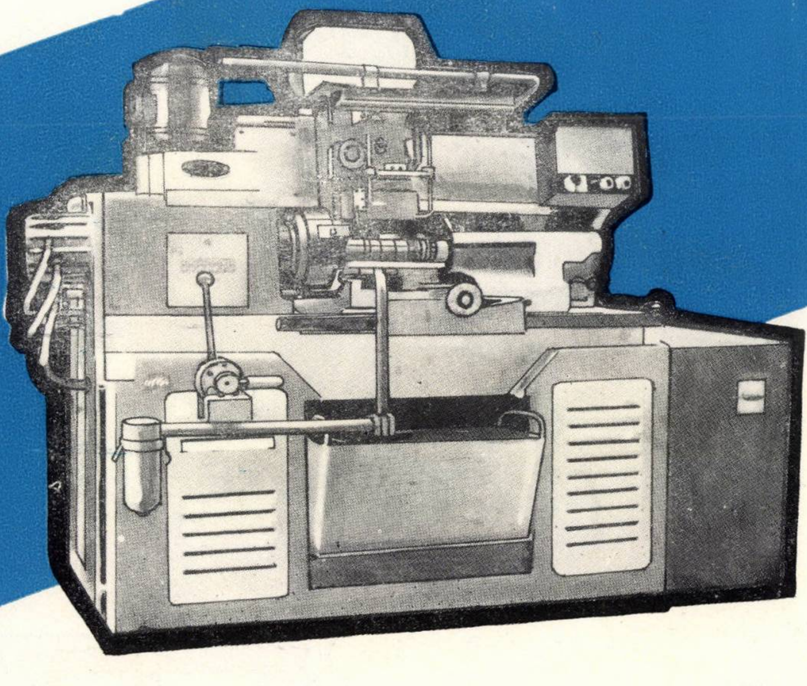


SRV-25
SRV-40

ARAD

SN-400
SN-500



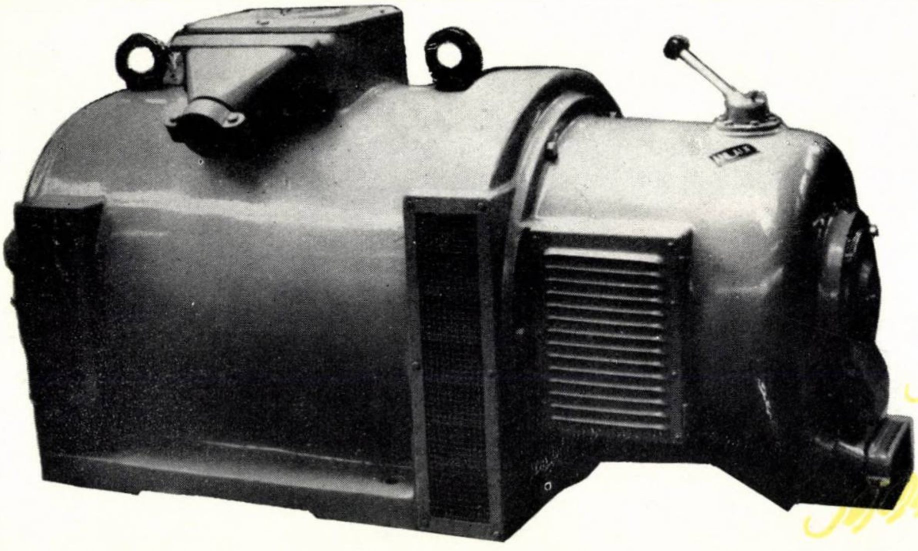


SSA-200

CALEA AUREL VLAICU Nr. 41-43

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

uzinele
electroputere
craiova



Pentru conditii grele de functionare și în medii cu pericol de explozie folosiți:

MOTOARE ELECTRICE ASINCRONE

protejate (închise), antigrizutoase, antiexplozive

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT BUDAPEST 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVIII, DECEMBRIE 1966, Nr. 12

CUPRINS

DUMITRESCU, A.:	**Concepții noi în lansarea navelor maritime mari.**	697
VASILIU, CH.:	**Elemente de calcul cu privire la organele de distribuție ale semănătorilor centrifugale.**	702
NĂICULESCU, P.:	**Alegerea procedeului de încărcare a conurilor sapelor de foraj.**	707
OPREA, N. și HOVNANIAN, V.:	**Probleme tehnologice ale fabricației arcurilor disc cu lamele pentru supape automate.**	711
BĂȚAGĂ, N.:	**Influența unor factori ai regimului de funcționare asupra procesului de injecție la motorul D-103.**	715
SUCEVEANU, CH., IORDĂCHESCU, E. și RADU, A.:	**Controlul chimic — metodă științifică de reîmprospătare a băilor de cianurare a pieselor din oțel.**	721
NICHICI, AL.:	**Influența materialului și geometriei electrodului sculă asupra parametrilor de prelucrare cu scîntei electrice a pieselor din oțel C 120.**	724
OPRENDEK. AL.:	**Criterii pentru alegerea metodelor nedistructive de control în tehnica sudării.**	729
WANYOREK, C.:	**Teoria modului de lucru științific și utilitatea aplicării lui în industrie.**	731
IVAN, D.:	**Contribuții la determinarea rezistenței la oboseală**	738

DOCUMENTARE 741

CRONICĂ 750

INDEX ALFABETIC 753

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 629.12.011.514

Dumitrescu, A. : **Concepţii noi în lansarea navelor maritime mari.**

Se prezintă soluţia cu cală transversală de lansare pentru nave de mare capacitate realizată la Şantierul naval — Galaţi.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 697–702

CZ 631.33.022.001.13

Vasiliu, Ch. : **Elemente de calcul cu privire la organele de distribuţie ale semănătorilor centrifugale.**

Se realizează o sinteză a elementelor de calcul ce intervin în proiectarea organelor de distribuţie ale semănătorilor centrifugale.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 702–707

CZ 622.24.051 :621.791.042

Năiculescu, P. : **Alegerea procedeului de încărcare a conurilor sapelor de foraj.**

Se prezintă procedeele de încărcare cu carburi dure a conurilor sapelor de foraj, evidenţiindu-se avantajele procedeului cu hidrogen atomic.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 707–711

CZ 621.51—272

Oprea, N. şi *Hovnanian, V.* : **Probleme tehnologice ale fabricaţiei arcurilor disc cu lamele pentru supape automate.**

Se evidenţiază îmbunătăţirile aduse tehnologiei de fabricaţie a arcurilor disc cu lamele pentru compresoare rapide.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 711–715

CZ 621.436.031

Băţagă, N. : **Influenţa unor factori ai regimului de funcţionare asupra procesului de injecţie la motorul D-103.**

Se prezintă rezultatele încercărilor experimentale privind influenţa unor factori funcţionali asupra legii de injecţie la motorul D-103.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 715–720

CZ 621.357.7.035.4.001.4 : 669.148.63

Suceveanu, Gh., *Iordăchescu, Elvira* şi *Radu, A.* : **Controlul chimic — metodă ştiinţifică de reîmprospătare a băilor de cianurare a pieselor din oţel.**

Se prezintă metodele de analiză chimică a băilor de cianurare pentru oţeluri.

Construcţia de Maşini 18, (1966), nr. 12 p. 721–723

CZ 621.9.048.4 :621.3.035.2

Nichici, Al. : **Influenţa materialului şi geometriei electrodului sculă asupra parametrilor de prelucrare cu scîntei electrice a pieselor din oţel C 120.**

Se analizează influenţa materialului şi geometriei electrodului sculă la prelucrarea cu scîntei electrice a pieselor din oţel C 120, evidenţiindu-se avantajele utilizării electrozilor din fontă cenuşie Fc 18.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 724–728

CZ 621.791 :620.179

Oprendek, Al. : **Criterii pentru alegerea metodelor nedistructive de control în tehnica sudării.**

Se prezintă criteriile raţionale pentru stabilirea metodei celei mai adecvate de control nedistructiv în tehnica sudării.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 729–731

CZ 62 :069.8 :658.5

Wanyorek, C. : **Teoria modului de lucru ştiinţific şi utilitatea aplicării lui în industrie.**

Se realizează o analiză a legii de transformare ca urmare a cauzalităţii fenomenelor naturale, evidenţiindu-se o serie de exemple din domeniul metalurgiei şi construcţiei de maşini.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 731–737

CZ 620.178i3.

Ivan, D.: **Contribuţii la determinarea rezistenţei la oboseală.**

Se precizează o metodă de calcul pentru trasarea curbei de variaţie a rezistenţei la oboseală în funcţie de două determinări experimentale.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 738–740

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unul exemplar lei 8. Tiparul : I.P. „Informaţia”, str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti. c. 3982
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 629.12.011.514

Думитреску, А.: **Новые идеи в области спуска на воду больших морских судов.**

Описано решение поперечного спускового полозья для суден большого тоннажа, осуществленного на судостроительной верфи — Галац.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 697–702

ДК 631.33.022.001.13

Василиу, Г.: **Рассчетные элементы для распределительных органов центробежных сеялок.**

Проводится синтез рассчетных элементов, возникающих при проектировании распределительных органов центробежных сеялок.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 702–707

ДК 622.24.051 :621.791.042

Нэйкулеску, П.: **Выбор способа нагрузки конуса бурового долота.**

Представлены способы загрузки твердым углем буровых долот, подчеркивая преимущества способа при помощи атомарного водорода.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 707–711

ДК 621.51—272

Опря, Н. и *Ховнаниан, В.*: **Технологические вопросы, касающиеся производства пластинчатых дисковых пружин для автоматических клапанов.**

Подчеркиваются улучшения технологии производства пластинчатых дисковых пружин для скоростных компрессоров.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 711–715

ДК 621.436.031

Бэцагэ, Н.: **Влияние некоторых факторов рабочего режима на процесс инжектирования двигателя Д—103.**

Описаны результаты экспериментальных испытаний влияния некоторых функциональных факторов на законы инжектирования двигателя Д—103.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 715–720

ДК 621.357.7.035.4.001.4 :669.148.63

Сучевяну, Г., Иордэкеску, Елвира и Раду, А.: **Химический контроль—научный метод освежения цианирующих ванн для стальных деталехй.**

Приведены методы химического анализа цианирующих ванн для стали.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 721–723

ДК 621.9.048.4 :621.3.035.2

Никич, Ал.: **Влияние материала и геометрии электрода-инструмента на параметры обработки электрической искрой деталей из стали С 120.**

Рассматривается влияние материала и геометрии электрода-инструмента при обработке электрической искрой деталей из стали С 120, подчеркивая преимущества применения электродов из серого чугуна с 18.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 724–728

ДК 621.791 :620.179

Опрендек, Алекс.: **Критерии для выбора недеструктивных методов в технике сварки.**

Приводятся рациональные критерии для установлевленя наиболее подходящего недеструктивного контрольного метода в технике сварки.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 729–731

ДК 62 :069.8 :658.5

Ваниорек, К.: **Теория научного способа работы в промышленности и его целесообразность.**

Проводится анализ закона преобразования вследствие естественных явлений и дается ряд примеров из области металлургии и машиностроения.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 731–737

ДК 620.178.3

Иван, Д.: **Вклад в определение сопротивления усталости.**

Уточняется метод расчета для нанесения кривой по изменению сопротивления усталости в зависимости от двух опытных определений.

Construcţia de Maşini 18 (1966), № 12, стр. 738–740

CONTENTS

DC 629.12.011.514

Dumitrescu, A.: **New ideas about the launching of large seagoing ships.**

The way in which a transversal slipway for high-capacity ships has been achieved at the Galaţi ship-building yard is described.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 697–702

DC 631.33.022.001.13

Vasiliu, Ch.: **Some calculus elements concerning the distribution parts of centrifugal sowing machines.**

A synthesis of the calculus elements involved in the designing of the distribution parts of centrifugal sowing machines is presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 702–707

DC 622.24.051 :621.791.042

Năiculescu, P.: **Choosing the drilling bit cone charging method.**

The methods of charging with hard carbides the drilling bit cones are presented emphasizing the advantages of the atomic hydrogen method.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 707–711

DC 621.51—272

Oprea, N. and *Hovnanian, V.*: **Some technological problems in the manufacture of disk springs with lamellas for automatic valves.**

Some technological improvements in the manufacturing technology of disk springs with lamellas for rapid compressors are described.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 711–715

DC 621.436.031

Băţagă, N.: **The influence of some factors of the working regime on the injection process in D-103 engines.**

The results of experimental tests concerning the influence of some functional factors on the injection law in D-103 engines are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 715–720

DC 621.357.7.035.4.001.4 :669.148.63

Suceveanu, Gh., Iordăchescu, Elvira and *Radu, A.*: **The chemical control as a scientific method for the cyaniding bathes of steel parts.**

The chemical analysis methods of cyaniding bathes for steels are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 721–723

DC 621.9.048.4 :621.3.035.2

Nichici, Al.: **The electric-spark working parameters of C-120 steel parts as influenced by the material and geometry of the tool electrode.**

The influence of the material and geometry of the tool electrode in the electric-spark working of steel parts made of C-120 steel is analysed and the advantages obtained from using Fc 18 grey cast iron are pointed out.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 724–728

DC 621.791 :620.179

Oprendek, Al.: **Some criteria for choosing the non-destructive methods in the welding technics.**

Some rational criteria for choosing the most adequate non-destructive control method in the welding technics are presented.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 729–731

DC 62 :069.8 :658.5

Wanyorek, C.: **The theory of the scientific working method and its utility in industry.**

An analysis in the transformation law as a result of the causality of natural phenomena is illustrated by a series of examples in the field of metallurgy and mechanical engineering.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 731–737

DC 620.178-3

Ivan, D.: **Contributions to the determination of the fatigue resistance.**

A calculus method for tracing the variation curve of the fatigue resistance as a function of two experimental determinations is described.

Construcţia de Maşini 18 (1966), nr. 12, p. 738–740

SOMMAIRE

CD 629.12.011.514

Dumitrescu, A. : **Conceptions nouvelles sur le lancement de gros navires maritimes.**

On décrit la cale transversale de lancement pour navires de grande capacité, réalisée au Chantier naval de Galatzi.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 697–702

CD 631.33.022.001.13

Vasiliu, Ch. : **Eléments de calcul concernant les organes de distribution des semoirs centrifugeurs.**

L'auteur a élaboré une synthèse des éléments de calcul qui interviennent lors de l'établissement du projet des organes de distribution des semoirs centrifugeurs.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 702–707

CD 622.24.051 :621.791.042

Năiculescu, P.: **Le choix du procédé de chargement des cônes des trépans.**

On expose les procédés de chargement à carbures dures des cônes des trépans et on souligne les avantages du procédé à hydrogène atomique.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 707–711

CD 621.51—272

Oprea, N. et *Hovnanian, V.* : **Problèmes technologiques de la fabrication des arcs-disques à lamelles pour soupapes automatiques.**

On insiste sur l'amélioration de la technologie de fabrication des arcs-disques à lamelles pour compresseurs rapides.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 711–715

CD 621.436.031

Bățagă, N. : **L'influence de certains facteurs du régime de fonctionnement sur le processus d'injection qui a lieu dans le.moteur D-103.**

On donne les résultats des recherches expérimentales se rapportant à l'influence de certains facteurs fonctionnels sur la loi d'injection appliquée au moteur D-103.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 715–720

CD 621.357.7.035.4.001.4 :669.148.63

Suceveanu, Gh., *Iordăchescu, Elvira* et *Radu, A.* : **Le contrôle chimique, méthode scientifique de renouvellement des bains de cyanuration pour les pièces en acier.**

Les auteurs présentent les méthodes d'analyse chimique des bains de cyanuration pour aciers.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 721–723

CD 621.9.048.4 :621.3.035.2

Nichici, Alex. : **L'influence du matériau et de la géométrie de l'électrode-outil sur les paramètres de l'usinage à étincelles électriques des pièces en acier C 120.**

On examine l'influence du matériau et de la géométrie de l'électrode-outil sur l'usinage à étincelles électriques des pièces en acier C 120 et on met en évidence les avantages qui résultent de l'emploi des électrodes en fonte grise Fc 18.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 724–728

CD 621.791 :620.179

Oprendek, Alex. : **Critères pour le choix des méthodes non destructives dans la technique du soudage.**

On précise les critères rationnels en vue d'établir la méthode la plus adéquate de contrôle non destructif dans la technique du soudage.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 729–731

CD 62 :069.8 :658.5

Wanyorek, C. : **La théorie du mode de travail scientifique dans l'industrie et son utilité.**

On examine la loi de transformation comme une conséquence de la causalité des phénomènes naturels et on donne des exemples pris dans les domaines de la métallurgie et de la construction mécanique.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 731–738

CD 620.178.3

Ivan, D.: **Contribution à la détermination de la résistance à la fatigue.**

On précise une méthode de calcul pour le traçage de la courbe de variation de la résistance à la fatigue, méthode mise au point à la suite de deux déterminations expérimentales.

Construcția de Mașini 18 (1966), no. 12, p. 738–740

Abonați-vă
la
revistele:
CONSTRUCTIA
DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA
ȘI
ELECTRONICA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XVIII, DECEMBRIE 1966, Nr. 12

CZ 629.12.011.514

Concepţii noi în lansarea navelor maritime mari

ADRIAN DUMITRESCU

La 26 iunie a.c. a fost lansată la apă — la Şantierul naval Galaţi (S.N.G.) — nava maritimă Petroşani de 12 500 tdw, deschizîndu-se astfel seria construcţiilor de nave maritime mari în ţară.

Această navă este un cargou mineralier construit în ţară în vederea asigurării aprovizionării industriilor siderurgice şi chimice cu minereuri de peste mări. De o construcţie specială, putînd naviga pe Dunărea maritimă pînă la Brăila şi intra în toate porturile străine prin care se face exportul de minereuri, cargoul mineralier Petroşani prezintă următoarele caracteristici: lungimea maximă 151,50 m; lungimea între perpendiculare 140,75 m; lăţimea 19,70 m; înălţimea de construcţie 10,70 m; pescajul 7,93/7,00 m; capacitatea de încărcare 12 500/10 200 tdw; viteza la probe 14,7/15,0 noduri; autonomie 16 000 mile marine; propulsia motor Diesel Sulzer-Cegielski 6 RD 68,7200 CP, 135 rot/min. Este dotată la bord cu mijloace electrohidraulice de încărcare şi descărcare pentru minereuri, fiind independentă de orice instalaţii portuare.

Nava este complet sudată şi posedă un grad de automatizare avansat. Este dotată cu o instalaţie de guvernare cu maşină de cîrmă rotativă electrohidraulică şi cu pilot automat. Pentru îmbunătăţirea manevrabilităţii pe fluvii, la viteze mici, nava este dotată cu o instalaţie de cîrmă activă tip Pleuger.

Realizarea a fost posibilă prin dezvoltarea în continuare a Şantierului naval Galaţi pentru construcţia navelor maritime de la 4 500 tdw la 20 000 tdw, avînd o lungime şi un pescaj în gol care permit ieşirea din şantier, la mare, pe braţul Sulina.

Pentru organizarea construcţiei navelor maritime pînă la 20 000 tdw au existat două posibilităţi.

Prima soluţie consta în construirea unui nou şantier naval la mare.

Soluţia considerată ca radicală prezenta dezavantajul că realizarea unui asemenea şantier naval maritim era legată de importante lucrări hidrotehnice prealabile, costisitoare, pentru organizarea acvatoriului şantierului naval, fie în cadrul unui port, fie afectat exclusiv şantierului naval; în plus rezulta o intrare tîrzie în producţie. Analizele realizate la momentul respectiv au precizat că, chiar în cazul dezvoltării unui asemenea şantier naval maritim pe baza unei colaborări largi cu industria construcţiilor de maşini, investiţiile specifice şantierului naval — exclusiv acvatoriul — ar fi foarte importante.

A doua soluţie comporta extinderea Şantierului naval Galaţi, şantier naval organizat pentru construcţia navelor maritime pînă la circa 5 000 tdw, amplasat la Dunărea maritimă şi permiţînd ieşirea la mare a navelor construite.

Extinderea Şantierului naval Galaţi pentru construcţia navelor maritime pînă la 20 000 tdw era legată însă de unele dificultăţi specifice regimului nivelului apelor Dunării, ale cărei variaţii sezoniere în raport cu etiajul (± 0 hidraulic local) se situează conform statisticilor între − 0,480 m şi + 6,580 m, adică o variaţie totală de nivel de 7,060 m.

Este cunoscut că pentru construcţia unor nave pînă la circa 20 000 tdw se folosesc în mod normal cale de lansare longitudinale. Construcţia unor asemenea cale (fig. 1), ţinînd seamă de variaţia nivelului apelor Dunării ca şi de lungimea pînă la circa 180 m a acestor nave, ar fi necesitat lucrări hidrotehnice foarte costisitoare, pentru profilarea Şantierului naval Galaţi pentru construcţia navelor pînă la 20 000 tdw.

Într-adevăr, faţă de panta de circa 1 : 14 — 1 : 16 necesară constructiv pentru asemenea cale longitudinale şi ţinînd seamă de variaţiile de nivel ale apelor Dunării, lungimea totală a calei ar fi trebuit să fie de circa 325 m, din care circa 180 m ar fi fost cala de construcţie şi circa 145 m antecala, a cărei lungime este dictată de variaţia de nivel a apelor. Independent de lungimea calei, înălţimea ei, datorită pantei, lungimii navelor şi nivelului maxim al apelor, ar fi reprezentat circa 12 m (fig. 1).

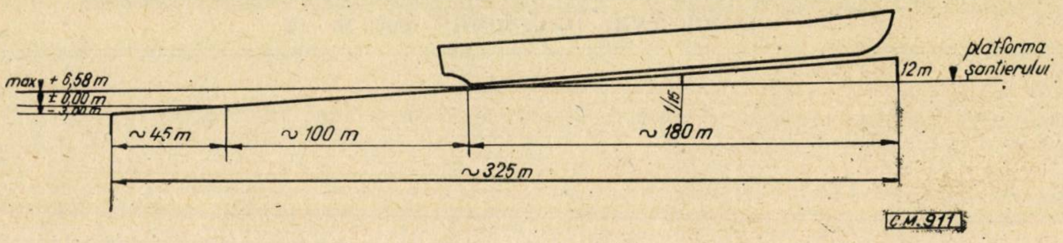


Fig. 1

Asemenea cale, ţinînd seamă de condiţiile geotehnice ca şi de sarcinile statice în timpul construcţiei, precum şi de sarcinile dinamice în timpul lansării navelor, conduc la lucrări ample din beton armat, cu fundaţii pe piloţi, foarte costisitoare.

Adoptarea unor docuri uscate în locul calelor longitudinale, datorită aceloraşi cauze, ar fi condus de asemenea la investiţii mari.

Este cunoscut că folosirea lansării longitudinale la un program de fabricaţie de mai multe nave anual, ţinînd seamă de ciclul de construcţie a navei pe cală, necesită construirea a cel puţin două cale longitudinale de lansare, ceea ce ar fi condus la o situaţie şi mai dezavantajoasă.

În ultimul timp, datorită unor anumite situaţii locale hidrologice, au fost executate în străinătate lansări laterale pe cale transversale a navelor maritime mari, cazurile fiind însă limitate; de exemplu: cargoul Port York, de 500 picioare lungime, lansat la Collingwood (S.U.A.) pe Marile Lacuri; petrolierele Promachos, de 19 700 tdw şi Hector Haiwk, de 24 900 tdw, lansate la şantierul naval Jos. Boel & Zonen din Tamise (Belgia); mineralierul Edmond — Fitzgerald, de 26 000 tdw, lansat pe Marile Lacuri (S.U.A.); cargoul Grecian Valour, de 13 160 tdw, lansat la şantierul naval Lubecker Flender Werke (R.F.G.).

Pentru a se elimina soluţia costisitoare a calelor longitudinale, care întîrzia rezolvarea problemei, s-a optat pentru lansarea transversală. În acest scop, ţinînd seamă de puţinele exemple de lansare pe cale transversale a navelor mari, s-au efectuat în laborator studii pe modele pentru lansarea laterală a navelor maritime, stabilindu-se parametrii preliminari ai lansării navelor de circa 10 000 tdw, respectiv 18 000 tdw, pe cale transversale, astfel după cum se practică în mod curent la lansarea navelor fluviale în şantierele amplasate pe cursurile de apă cu nivel variabil, pentru care exista o experienţă acumulată la Şantierul naval Galaţi, limitată însă numai pentru navele maritime pînă la 4 500 tdw.

Adoptarea soluţiei lansării laterale (fig. 2) pe cale transversale permite ca, cu o singură cală, să se asigure construcţia concomitentă a mai multor nave, lansarea lor putînd avea loc la termene scurte şi chiar ritmic, asigurîndu-se astfel şi o eventuală fabricaţie în flux.

Încercările preliminare pe modele au arătat că este posibil să se adopte o asemenea soluţie, sarcinile asupra filelor calei ca şi adîncimile de lansare necesare rămînînd în limitele admisibile, posibil de realizat la Şantierul naval Galaţi. Acestea au constituit premisele pentru proiectarea lucrărilor hidrotehnice respective.

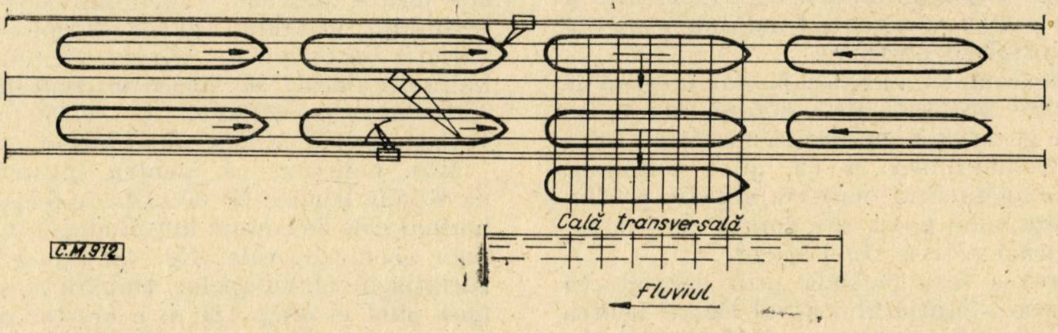


Fig. 2

Încercările pe model (scara 1/50) au avut scopul de a preciza elementele cinematice, dinamice şi hidrodinamice ale lansării, în vederea obţinerii datelor calitative şi cantitative necesare proiectării şi pregătirii exploatării calei. Încercările au fost efectuate în diferite variante ale cotei pragului calei sub etiaj

(—1,5 m; —2,0 m şi —2,6 m) şi pentru diferiţi coeficienţi de frecare dinamică pe file (0,04—0,08) şi pe prag (0,1; 0,19; 0,31).

Au fost studiate:

— forţele orizontale şi verticale maxime transmise de ansamblul navă-sănii asupra pragului calei în variantele de cotă prag;

— determinarea traiectoriilor capetelor anterioare ale tălpilor săniilor în diferite cazuri de lansare, astfel încît pe baza lor să se determine profilul limită necesar al malului pentru care săniile nu ating pămîntul;

— determinarea unghiului maxim de înclinare a navei spre Dunăre şi spre cală în diferitele condiţii de lansare, pentru cunoaşterea stabilităţii ansamblului navă-sănii în timpul lansării şi a pericolului izbirii navei de pragul calei;

— determinarea vitezei maxime pe cală şi pe prag a ansamblului navă-sănii în funcţie de poziţia iniţială de pornire şi de condiţiile de frecare.

Încercările au fost efectuate atît în apă liniştită, cît şi în apă curgătoare.

S-a constatat astfel că vitezele se menţin sub cele maxime admise (5,5—7,5 m/s). S-a precizat că afundarea cea mai mare o au capetele anterioare ale tălpilor săniilor; pentru o poziţie de pornire pe cală, traiectoriile descrise de ele sînt influenţate de nivelurile apelor Dunării, de cota pragului calei şi de coeficienţii de frecare dinamică.

Afundările maxime scad cu coborîrea cotei pragului calei sub etiaj.

Din acest punct de vedere (afundarea maximă) a rezultat ca suficientă cota — 1,5 m pentru pragul calei.

Unghiul de înclinare maximă a navei, la trecerea de pe prag în apă, apare la cotele minime ale pragului şi la coeficienţii de frecare dinamică maximi, pentru diferitele poziţii de pornire. Cala cu pragul la cota — 1,5 m are valorile maxime ale unghiului de înclinare de 9° pentru nivelul de + 1,0 m al apelor Dunării şi de 16° pentru nivelul de ±0,00 m (etiaj) al apelor, ambele unghiuri nedepăşind limita de stabilitate. Totuşi, pentru nivelul ±0,00 m al apelor, situaţia devine mai delicată, înclinarea navei spre pragul calei, ce apare după salt, apropie destul de mult corpul navei de pragul calei. Pentru aceste motive, ca măsură de siguranţă şi pentru a mări posibilităţile de lansare chiar la nivelurile mai scăzute ale apelor (asigurare 99,4%) s-a admis în proiect cota de —2,6 m pentru pragul calei. În acest caz, unghiul maxim de înclinare, pentru cazul considerat se reduce la 4°.

Aşa după cum se arată în figurile 3 şi 4, cala transversală de la Şantierul naval Galaţi constă din 16 căi de lansare la distanţe egale de 10 m, cuprinse într-un plan înclinat la 1 : 8. Nivelul capetelor superioare este la cota +7,20 m faţă de etiaj, iar capetele inferioare alcătuind pragul calei se găsesc la cota — 2,60 m faţă de etiaj. Aşadar, chiar la cele mai scăzute niveluri, pragul calei se află sub nivelul apei cu circa 2,0 m, permiţînd lansarea chiar în aceste condiţii, aspect verificat prin încercări. Căile de lansare au o lungime de 79,18 m — faţă de circa 345 m cît ar fi fost necesar în cazul calei longitudinale — cu o proiecţie orizontală de 78,40 m şi sînt alcătuite fiecare din cîte două file la 1,85 m distanţă, constînd într-o longrină de beton armat pe care este montat ulucul de stejar.

În figurile 4, *a* şi 4, *b* se prezintă o vedere şi o secţiune longitudinală a unei căi de lansare a calei.

Apare deci o simplificare a sistemului de fundaţie al căilor de lansare şi, implicit, a procesului tehnologic de execuţie care se deosebeşte fundamental la porţiunea ce se poate executa deasupra apei, de porţiunea care trebuie executată sub nivelul apei. Ca limită între aceste două situaţii deosebite, s-a considerat nivelul la cota +2,00 m, faţă de etiaj, care, avînd o asigurare medie de 67,4%, oferă posibilitatea de a se lucra deasupra apei timp de 118 zile anual.

Astfel fiind, deasupra cotei +2,00 m s-a prevăzut un sistem de fundaţie direct (fig. 4,*b*), economic, cu ajutorul unor traverse din beton armat aşezat pe o pernă de balast şi piatră spartă compactă, pe cînd sub cota +2,00 m unde această pernă nu se poate realiza, s-a recurs la fundaţii pe piloţi din beton armat, cu cuzineţi din beton pe grupuri de cîte patru piloţi la distanţe egale de 1,60 m. Pragul comportă un grup de 16 piloţi (fig. 4, *b*). Porţiunea de cale de lansare executată cu mijloace obişnuite este de 32,32 m. Restul de 46,86 m lungime a trebuit executat sub nivelul apei, după un proces tehnologic special.

În esenţă, acest proces tehnologic comportă montarea sub apă a unor tronsoane de cale din beton armat prefabricate şi solidarizarea acestora cu grupurile de piloţi bătuţi dinainte, prin betonarea sub apă a cuzineţilor.

Pentru a uşura montarea, calea de sub apă a fost împărţită în patru tronsoane (fig. 4, *b*); tronsonul G_1, de 13,33 m lungime şi 27 360 kgf greutate; tronsonul G_2, de 12,94 m lungime şi 26 210 kgf greutate; tronsonul G_3 de 11,31 m lungime şi 21 200 kgf greutate şi tronsonul G_4 de 9,29 m lungime şi 24 400 kgf greutate.

Fiecare tronson comportă două longrine din beton armat, pe care sînt montate cele două uluce de alunecare din stejar. Tronsoanele au fost prefabricate pe o platformă cu acces de la malul Dunării, montîndu-se şi ulucile care au fost chiar unse cu unsoare minerală specială, în vederea viitoarelor lansări.

Pe amplasamentul calei, malul a fost fasonat prin dragaj, urmărindu-se obţinerea unor serii

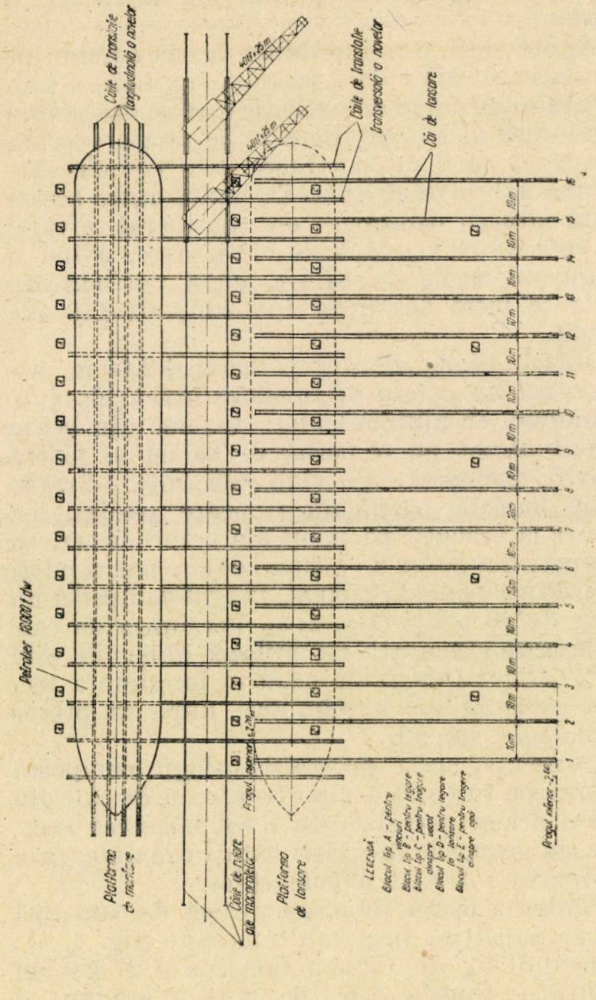

Petrolier 18000 t dw
Platforma de montare
Căile de rulare ale macaralelor
Platforma de lansare
Căile de translaţie longitudinală a navelor
Căile de translaţie transversală a navelor
Căi de lansare
Pragul superior
Pragul exterior
LEGENDĂ

Fig. 3

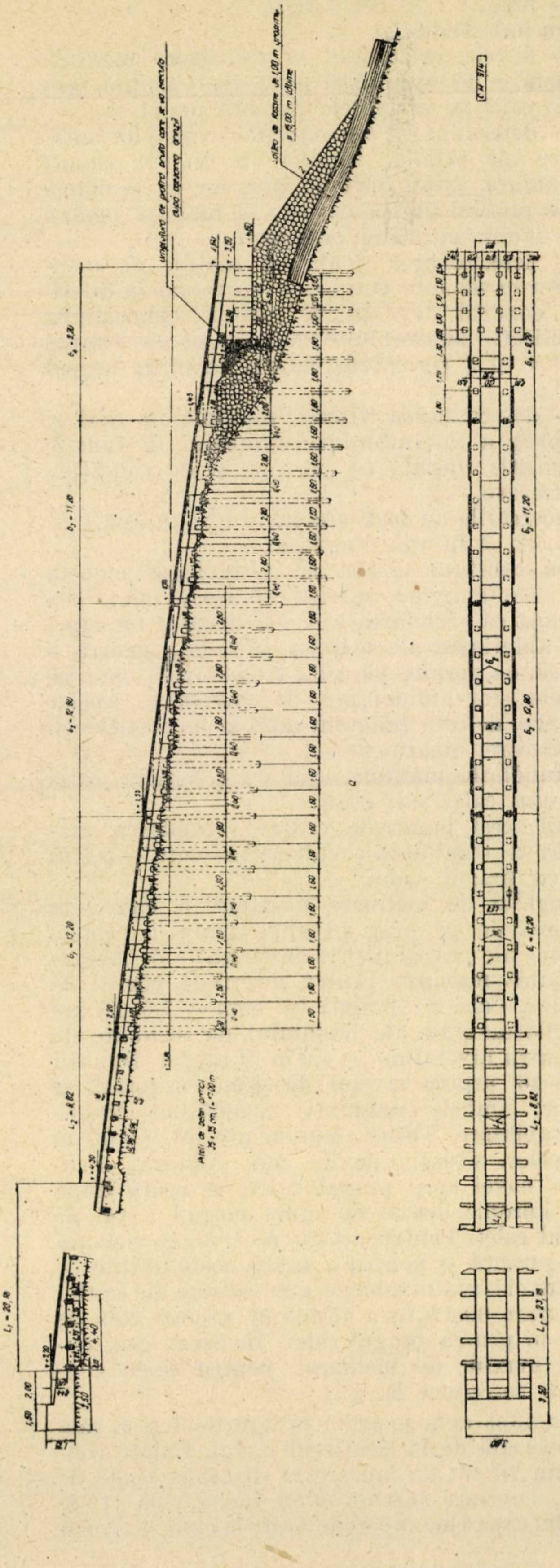

a

Fig. 4

de banchete care încadrează o linie generală înclinată la 1 : 8 (fig. 4, *b*).

Un aspect interesant al procesului tehnologic îl constituie realizarea fără incintă de palplanșe a părții înecate a calei.

Toate acestea, ca și întreaga concepție a calei, au condus la o execuție ieftină, justificînd și în felul acesta orientarea justă a proiectantului pentru alegerea soluțiilor considerate.

În figura 3 apare ansamblul calei care, în primă etapă, este dotat cu o singură platformă de montare a navelor. După montarea navei, printr-un sistem de cărucioare, nava este adusă pe locul de lansare, unde este lăsată pe sănile ancorate de blocurile *B* prin intermediul unor mecanisme a căror declanșare comandată automat și simultan permite lansarea.

De asemenea, au fost prevăzute și o serie de împingătoare hidraulice, în cazul cînd pornirea navei nu ar avea loc spontan.

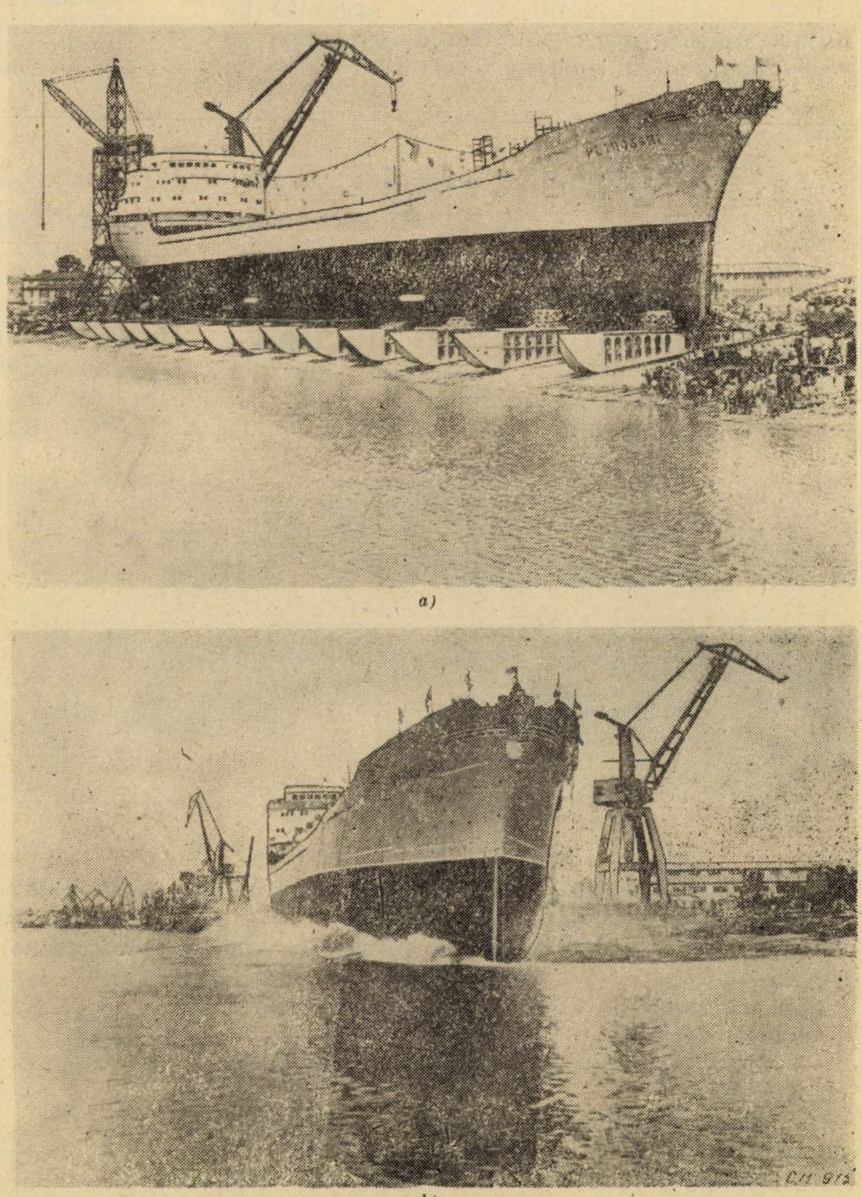
Platforma de montaj a navelor este dotată cu două macarale portale mobile, dublu oscilante, rotative, pentru sarcina maximă de 40 tf fiecare la un braț de 25 m, respectiv 25 tf la un braț de 35 m. Înălțimea maximă a cîrligului este de + 40 m față de cota platformei calei. Aceste macarale au fost proiectate și executate tot în țară.

Prima navă, lansată la 26 iunie 1966, a fost montată chiar pe locul de lansare ; după terminare a fost lăsată de pe eșafodajele de lucru pe săniile de lansare care, în lipsa mecanismelor automate de declanșare, au fost legate de blocurile *B* prin intermediul unor parîme vegetale. Prin tăierea simultană a acestor parîme, pornirea navei pe cala de lansare și mișcarea ei au decurs în perfecte condiții, verificîndu-se astfel justețea premiselor ce au stat la baza proiectelor.

În ziua lansării nivelul apelor Dunării a fost + 4,30 m, astfel că nava, față de cota de lansare (+ 7,20 m), n-a avut de parcurs pe verticală decît 2,90 m.

Cala este prevăzută și cu 15 vinciuri de manevră pentru o forță de tracțiune de 10 tf fiecare, care, prin multiplicarea blocurilor, realizează o forță de tracțiune de 70 tf și care permit o lăsare frînată a navei pe cală la ape scăzute ; astfel, poziția de lansare este cît mai aproape de nivelul apei, reducîndu-se distanța de parcurs a navei, evitîndu-se vitezele prea mari în momentul cînd nava ia contact cu apa și asigurîndu-se un regim stabil al unsorilor de alunecare.

Vinciurile sînt folosite fie cîte unul, fie în grup, atît pentru deplasarea orizontală pe platforma de montaj a navelor, cît și la coborîrea acestora.


a)

b)

Fig. 5

Pe baza soluțiilor adoptate, cu cheltuieli minime de investiții și în special în lucrările hidrotehnice, a devenit posibilă în cadrul Șantierului naval Galați construirea de nave maritime comerciale pînă la circa 20 000 tdw.

În figura 5 sînt reprezentate cele două momente ale lansării navei Petroșani, înaintea lansării (fig. 5, *a*) și la sfîrșitul lansării (fig. 5, *b*).

Cu ocazia lansării cargoului mineralier Petroșani de 12 500 tdw, cala de lansare a dat rezultate corespunzătoare, verificîndu-se astfel în mod practic elementele de calcul şi încercările pe model. Prin adoptarea cotei de — 2,60 m pentru pragul calei, s-au creat implicit premisele pentru lansarea—la anumite niveluri ale apelor Dunării — şi a navelor mineraliere de circa 25 000 tdw.

Prin hotărîrea luată, de a se organiza la Galaţi un institut republican de cercetare şi proiectare pentru construcţii navale, se asigură şi baza de concepţie pentru dezvoltarea în continuare a construcţiilor navale în Republica Socialistă România.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dumitrescu, A.* Aspecte ale construcţiei în R.P.R. a navelor comerciale peste 5 000 tdw. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini XIII, nr. 4, 1961.

[2] *Ulubeanu, M.* Tehnica nouă în construcţia unei cale de lansare pentru nave de mare capacitate. In : Revista Transporturilor IX, nr. 2 1962.

CZ 631.33.022.001.13

Elemente de calcul cu privire la organele de distribuţie ale semănătorilor centrifugale

Dr. ing. CHIRIAC VASILIU

Organele cele mai importante ale semănătorilor, care caracterizează diferitele tipuri de astfel de maşini agricole, sînt organele de distribuţie care permit reglarea debitului de seminţe după necesităţile agrotehnice şi caracteristicile culturilor care se seamănă.

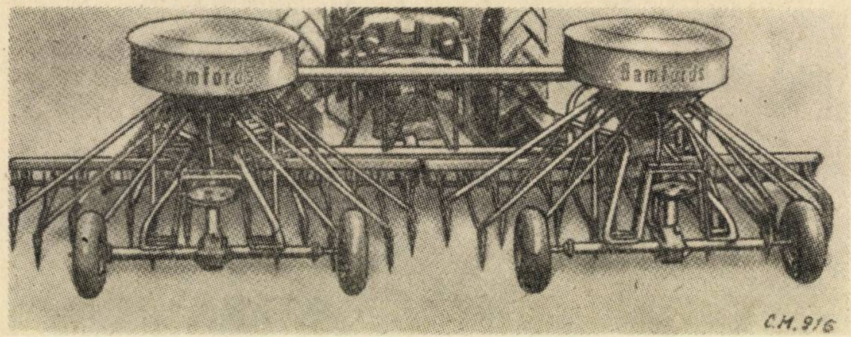


Fig. 1

Cele mai răspîndite tipuri de semănători de cereale păioase — pe plan mondial — au numeroase sisteme de distribuţie ; ponderea mare este însă deţinută de următoarele :

— distribuţie liberă, folosind distribuitoare cu linguriţe ;

— distribuţie forţată, folosind distribuitoare cu caneluri ;

— distribuţie antrenată, folosind distribuitoare cu pinteni.

Aprecieri şi elemente de calcul asupra acestor sisteme de distribuţie se găsesc în literatura de specialitate [1] ; [2] ; [3] ; [4] ; [5] ; [6].

În ultimii ani, în construcţia semănătorilor de cereale a apărut un sistem de distribuţie nou, a cărui originalitate merită să fie semnalată : distribuţia centrifugă.

Cu un astfel de aparat de distribuţie sînt dotate semănătorile „Stokland" — Norvegia (inventatorul fiind Szigmund Stokland), „Mc. Cormick F 6 — 400" — S.U.A. şi „Bamfords S—15 ; S—19 ; S—30" — Anglia (fig. 1).

La acest tip de semănători există un singur aparat de distribuţie pentru toate brăzdarele, în timp ce la celelalte tipuri, pentru fiecare brăzdar este necesar un distribuitor, acestea fiind montat pe un arbore de antrenare comun (arborele de distribuţie).

Din buncărul cilindro-conic *1*, care este amplasat deasupra distribuitorului centrifugal (fig. 2), seminţele cad liber prin canalele verticale *2* şi umplu cavitatea tronconică cuprinsă între carcasa conică exterioară *3*, fusta *4* şi conul rotitor *5*. De aici, agitatorul *6*, care se roteşte odată cu conul rotitor, împinge seminţele în interiorul conului de distribuţie printr-o fantă reglabilă *7*, unde — datorită forţei centrifuge — acestea se ridică pe suprafaţa interioară a conului rotitor, de unde apoi sînt proiectate — cu o anumită viteză şi sub un anumit unghi — în canalele tuburilor de conducere a se-

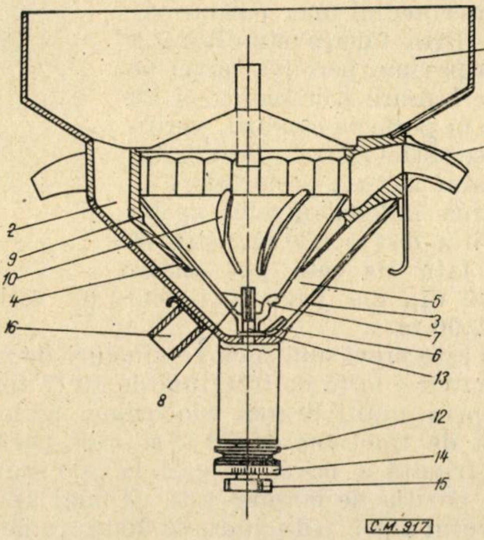


Fig. 2

minţelor către brăzdare. (În figură mai sînt notate : *8*—obturator de reglare a debitului de seminţe ; *9*—carcasă de fontă ; *10*—palete de antrenare ; *11* — pîlniile tuburilor de conducere ; *12*—roată de curea : *13* — arbore de antrenare ; *14* — şaibă gradată ; *15* — piuliţă de strîngere a cuplajului prin fricţiune ; *16* — gură de golire.) Conul de distribuţie este antrenat cu o turaţie constantă, funcţie de viteza de deplasare a semănătorii.

Debitul de seminţe se reglează numai prin modificarea secţiunii fantei de alimentare, constanţa însămînţării şi uniformitatea de distribuţie fiind — în general — mai mică decît cea obţinută cu distribuitoarele cu pinteni, cerinţele agrotehnice fiind însă îndeplinite.

Antrenarea conului de distribuţie se face de la una din roţile de transport, transmisia fiind simplă deoarece este necesar să se obţină o singură turaţie la arborele de antrenare.

În principiu, transmisia semănătorii (fig. 3) se compune dintr-un grup de două roţi conice *1* şi *2* şi o transmisie cu curea trapezoidală *3*, *4* şi *5*, care acţionează conul de distribuţie *6*.

Dinamica seminţelor din interiorul conului de distribuţie. Pentru determinarea legilor teoretice de funcţionare a distribuitoarelor centrifugale se studiază mişcarea seminţei pe suprafaţa interioară a conului rotitor, care este prevăzut cu un număr mic (patru) de palete.

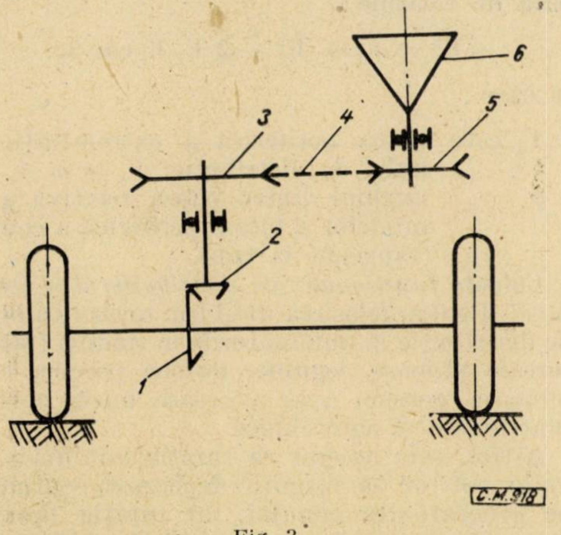


Fig. 3

În timpul rotirii conului de distribuţie (fig. 4)* asupra unei seminţe acţionează următoarele forţe :

— greutatea G a seminţei :

$$G = m \cdot g ; \tag{1}$$

— forţa centrifugă F_c, pe direcţia radială :

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = m\, x\, \omega^2 \cdot \cos\alpha , \tag{2}$$

în care :

x este distanţa curentă ce defineşte poziţia seminţei la un moment dat faţă de originea axei de referinţă ;

α — unghiul de înclinare a generatoarei conului de distribuţie cu orizontala ;

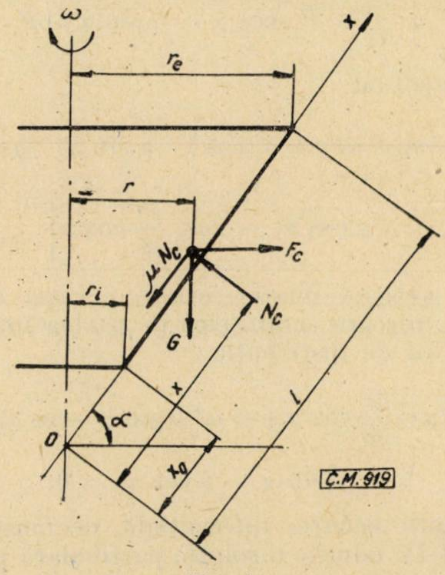


Fig. 4

ω — viteza unghiulară a conului ;

r — raza corespunzătoare distanţei x ;

$$(r = x \cdot \cos\alpha) ;$$

— forţa Coriolis F_{cr}, normală pe planul figurii :

$$F_{cr} = 2\, m\, \omega \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} = 2\, m\, \omega \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \cos\alpha ; \tag{3}$$

— forţa de frecare F_f, dintre sămînţă şi con şi paleta conului :

$$F_f = \mu\,(N_c + N_p), \tag{4}$$

în care :

μ este coeficientul de frecare la alunecare ;

N_c — reacţiunea conului asupra seminţei ;

N_p — reacţiunea paletei asupra seminţei, care sînt date de relaţiile :

$$N_c = G \cdot \cos\alpha + F_c \cdot \sin\alpha =$$

$$= m\,(g \cos\alpha + r\omega^2 \sin\alpha) ;$$

$$N_c = m\,(g + x\omega^2 \sin\alpha) \cos\alpha \tag{5}$$

şi

$$N_p = F_{cr} = 2\, m\, \omega \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} = 2\, m\, \omega \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \cos\alpha . \tag{6}$$

La limită, forţa de frecare (în cazul cel mai defavorabil) va fi dată de relaţia :

$$F_f = \mu\, m \left(g \cos\alpha + r\, \omega^2 \sin\alpha + 2\,\omega \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} \right)$$

---

* În figură nu sînt dispuse toate forţele.

sau,

$$F_f = \mu m \left(g + x\,\omega^2 \sin\alpha + 2\omega \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \right) \cos\alpha. \qquad (7)$$

Ecuaţia de echilibru dinamic a seminţei este dată — deci — de relaţia :

$$m \frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} = F_c . \cos\alpha - G \sin\alpha - F_f \qquad (8)$$

sau înlocuind :

$$m \frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} = m \left[x\,\omega^2 \cos\alpha\,(\cos\alpha - \mu \sin\alpha) - g\,(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) - 2\mu\omega \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \cos\alpha \right] \cdot \qquad (9)$$

Din această relaţie rezultă ecuaţia diferenţială a mişcării seminţelor pe partea interioară a conului de distribuţie :

$$\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} + 2\mu\omega \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \cos\alpha + x \cdot \omega^2 (\mu \sin\alpha - \cos\alpha) \cos\alpha + g\,(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) = 0. \qquad (10)$$

Această ecuaţie diferenţială neomogenă de ordinul II admite o soluţie particulară pentru :

$$x_1 = K = \frac{g\,(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)}{\omega^2 (\cos\alpha - \mu\sin\alpha)\cos\alpha} \qquad (11)$$

sau

$$x_1 = \frac{g\,(\mathrm{tg}\,\alpha + \mu)}{\omega^2 (1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha) \cos\alpha}. \qquad (12)$$

Ţinînd seamă de relaţia $r = x \cos\alpha$ rezultă :

$$r_1 = \frac{g\,(\mathrm{tg}\alpha + \mu)}{\omega^2 (1 - \mu\,\mathrm{tg}\alpha)}, \qquad (13)$$

relaţie care va fi folosită în timpul analizei procesului funcţional al distribuitorului centrifugal.

Ecuaţia caracteristică a ecuaţiei diferenţiale omogene :

$$Z^2 + 2\mu\omega Z \cos\alpha + \omega^2 (\mu \sin\alpha - \cos\alpha) \cos\alpha = 0$$

are drept rădăcini :

$$Z_{1,2} = \omega \left[-\mu \pm \sqrt{\mu^2 + (1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha)} \right] \cdot \cos\alpha.$$

Ca urmare soluţia generală a ecuaţiei diferenţiale (10) va fi :

$$x = A_1 e^{a\omega t} + A_2 e^{b\omega t} + \frac{c}{\omega^2}, \qquad (14)$$

unde mărimile a, b, c care sînt date de relaţia (15) depind de elementele constructive ale conului de distribuţie şi coeficientul de frecare μ :

$$a = \left[-\mu + \sqrt{\mu^2 + (1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha)} \right] \cdot \cos\alpha\,;$$

$$b = \left[-\mu - \sqrt{\mu^2 + (1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha)} \right] \cdot \cos\alpha\,;$$

$$c = \frac{g\,(\mathrm{tg}\,\alpha + \mu)}{(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha) \cdot \cos\alpha}. \qquad (15)$$

Viteza relativă a seminţelor pe partea interioară a conului de distribuţie va fi deci :

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = a\,\omega\,A_1 e^{a\omega t} + b\omega\,A_2 e^{b\omega t}. \qquad (16)$$

Determinarea constantelor A_1 şi A_2 se face ţinînd seamă de condiţiile funcţionale iniţiale $t = 0$, $x = n$, rezultînd :

$$A_1 = \frac{\omega \frac{\mathrm{d}x_0}{\mathrm{d}t} - b\omega^2 x_0 + bc}{(a - b)\,\omega^2}\,;$$

$$A_2 = \frac{\omega \frac{\mathrm{d}x_0}{\mathrm{d}t} - a\omega^2 x_0 + ac}{(b - a)\,\omega^2} \cdot \qquad (17)$$

Viteza relativă pe care o au seminţele la părăsirea conului de distribuţie se determină astfel.

Din relaţia (14) se află timpul necesar ca sămînţa să parcurgă generatoarea conului, punînd condiţia $x = l$ (fig. 4), a cărui mărime se introduce în relaţia (16) :

$$V_r = \left(\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \right)_{x=l} .$$

Viteza absolută cu care seminţele pătrund în canalele tuburilor de conducere este determinată de relaţiile :

$$V_a^2 = V_r^2 + V_t^2 - 2\,V_r\,V_t \cos\beta, \qquad (18)$$

în care :

V_t este viteza periferică a extremităţii conului de distribuţie, $V_t = \omega \cdot r_e$;

β — unghiul dintre viteza relativă a seminţelor şi viteza periferică a conului (tangentă la con).

Calcule funcţionale ale distribuitorului centrifugal. Pentru folosirea unui con rotitor ca organ de distribuţie la semănătorile în rînduri (pentru cereale păioase, legume, ierburi perene, leguminoase perene) apar necesare unele condiţii funcţionale şi agrotehnice.

Astfel, este necesar ca turaţia minimă a conului rotitor să asigure deplasarea seminţelor pe generatoarea conului, iar turaţia maximă să producă o viteză absolută la ieşirea din con necesară ca seminţele să poată ajunge în tuburile de conducere, dar care însă să nu vatăme seminţele prin lovire de partea metalică a canalelor tuburilor.

Aceasta se traduce, de fapt, prin stabilirea unor viteze minime şi maxime de deplasare a semănătorii în timpul lucrului, deoarece raportul de transmitere dintre roata de transport şi axul conului de distribuţie este constant.

a. *Turaţia minimă.* Deoarece turaţiile folosite se pot considera din domeniul turaţiilor joase, pentru simplificarea calculelor — fără a se influenţa esenţial concluziile funcţionale şi constructive necesare proiectării acestor distribuitoare — se neglijează forţa de frecare dintre seminţe şi palete provocată de acţiunea forţei Coriolis, ţinîndu-se însă seamă de forţa de frecare faţă de peretele interior al conului de distribuţie (fig. 4).

Ecuaţia de echilibru se obţine din proiecţia forţelor pe generatoarea conului :

$$r\omega^2 \cos\alpha = g\sin\alpha + \mu(g\cos\alpha + r\omega^2\sin\alpha). \tag{19}$$

Din această relaţie se determină ω :

$$\omega^2 = \frac{g}{r}\cdot\frac{\operatorname{tg}\alpha + \mu}{1 - \mu\operatorname{tg}\alpha}, \tag{20}$$

relaţie identică cu relaţia (13).

Înlocuind coeficientul de frecare la alunecare prin tangenta unghiului de frecare ρ, se obţine :

$$\omega^2 = \frac{g}{r}\cdot\frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\rho}{1 - \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\rho} = \frac{g}{r}\cdot\operatorname{tg}(\alpha + \rho). \tag{21}$$

Turaţia minimă este determinată de raza minimă r_i a conului de distribuţie aflată la partea inferioară a fantei de alimentare. Ţinînd seamă de aceasta, din relaţia (21) rezultă :

$$\omega_{min} \geqslant \sqrt{\frac{g}{r_i}\cdot\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \tag{22}$$

sau

$$n_{d\,min} \geqslant \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{r_i}\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}. \tag{23}$$

Această turaţie condiţionează viteza minimă de semănat prin relaţia :

$$V_{s\,min} \geqslant \frac{D}{2i}\sqrt{\frac{g}{r_i}\cdot\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}, \tag{24}$$

în care :

D este diametrul roţii de transport a semănătorii ;

i — raportul de transmitere dintre roata semănătorii şi axul conului de distribuţie : $i = \frac{n_d}{n_s}$.

b. *Turaţia maximă.* Această turaţie este condiţionată de viteza maximă de semănat şi plafonată de viteza de vătămare a seminţelor.

În ipoteza făcută anterior, din relaţia (9) se deduce mărimea acceleraţiei pe generatoare :

$$a_g = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{\cos\alpha}\cdot[r\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)]. \tag{25}$$

Integrînd succesiv şi ţinînd seamă de condiţiile iniţiale : $t = 0$; $x_g = x_0$; $\frac{dx}{dt} = 0$, se obţine viteza relativă V_g :

$$V_g = \frac{t}{\cos\alpha}[r\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)] \tag{26}$$

şi spaţiul parcurs x_g :

$$x_g = \frac{t^2}{2\cos\alpha}[r\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)] + x_0. \tag{27}$$

Din relaţia (27) se determină timpul necesar pentru parcurgerea generatoarei, ţinînd seamă de legătură $r = x\cos\alpha$ pentru orice valori ale lui x şi r, deci :

$$l = \frac{r_e}{\cos\alpha} \text{ şi } x_0 = \frac{r_i}{\cos\alpha},$$

obţinîndu-se :

$$\frac{r_e - r_i}{\cos\alpha} = \frac{t^2}{2\cos\alpha}[r_e\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)],$$

de unde :

$$t = \sqrt{\frac{2(r_e - r_i)}{r_e\cdot\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g\cdot(\operatorname{tg}\alpha + \mu)}}, \tag{28}$$

care introdus în relaţia (26) va da mărimea vitezei relative a seminţelor :

$$V_g = \frac{\sqrt{2(r_e - r_i)[r_e\cdot\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)]}}{\cos\alpha}. \tag{29}$$

Viteza mişcării conducătoare (de transport) este viteza tangenţială a unui punct de pe conul de distribuţie, care la partea superioară are mărimea :

$$V_t = \omega r_e, \tag{30}$$

iar viteza absolută este :

$$V_a = \sqrt{V_g^2 + V_s^2} = \sqrt{r_e^2\cdot\omega^2 + \frac{2(r_e - r_i)[r_e\cdot\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)]}{\cos^2\alpha}}. \tag{31}$$

Această viteză trebuie să fie mai mică decît viteza de vătămare a seminţelor însă suficient de mare pentru ca seminţele să poată ajunge în tuburile de conducere spre brăzdare.

Unghiul dintre vectorul vitezei absolute (viteza de aruncare a seminţelor) şi vectorul vitezei de transport (tangent la cercul superior al conului de distribuţie) este dat de relaţia :

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{V_g}{V_t} = \frac{\sqrt{2(r_e - r_i)[r\cdot\omega^2(1 - \mu\operatorname{tg}\alpha) - g(\operatorname{tg}\alpha + \mu)]}}{r_e\,\omega\cos\alpha}. \tag{32}$$

De mărimea acestui unghi se ţine seamă pentru orientarea canalelor de aruncare a seminţelor către tuburile de conducere.

Determinarea secţiunii fantei din conul de distribuţie. Reglarea normei de însămînţare se realizează la acest tip de semănători prin varierea secţiunii fantei de alimentare.

Agitatorul-alimentator *6* (fig. 2), care se roteşte odată cu conul de distribuţie, are paleta sa înclinată spre înapoi şi spre fanta practicată în peretele conului, astfel încît seminţele întîlnite în timpul rotaţiei să fie antrenate pe direcţia fantei şi către interiorul conului (fig. 5).

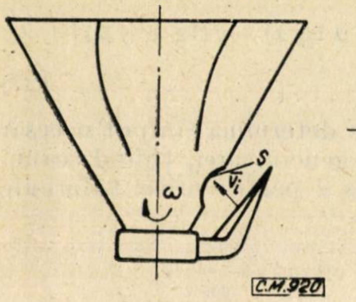


Fig. 5

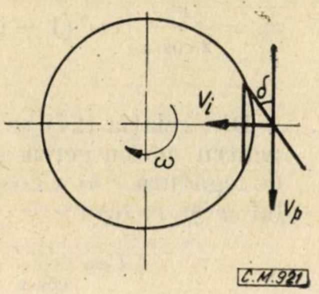


Fig. 6

Considerînd că paleta agitatorului este înclinată faţă de tangenta la cercul său de rotaţie cu un unghi δ (fig. 6), rezultă că viteza medie de intrare a seminţelor prin fantă este dată de relaţiile:

$$V_i = V_p \cdot \operatorname{tg} \delta = r_p\, \omega \operatorname{tg} \delta, \qquad (33)$$

în care:

V_p este viteza tangenţială medie a paletei;
r_p — raza medie de rotaţie a paletei;
ω — viteza unghiulară a conului de distribuţie.

Calculul ariei fantei se face pentru norma maximă de semănat, reglarea normelor medii şi mici efectuîndu-se cu ajutorul unui obturator.

Debitul ce trece prin fantă:

$$q_f = s \cdot V_i\, \gamma_i \cdot K \cdot 10^{-1},\ \text{kgf/s}, \qquad (34)$$

în care:

s este aria fantei, cm²;
V_i — viteza medie de intrare a seminţelor prin fantă, m/s;
γ — greutatea volumică a seminţelor, kgf/dm³;
K — coeficient de umplere a fantei,

se exprimă în funcţie de turaţia conului de distribuţie:

$$q_f = \frac{\pi}{333} \cdot s \cdot \gamma \cdot K \cdot r_p \cdot n_d \cdot \operatorname{tg} \delta. \qquad (35)$$

Debitul prin fantă se egalează apoi cu debitul ce trece prin toate brăzdarele, exprimat în funcţie de norma maximă la hectar:

$$q_b = \frac{N_{max} \cdot B \cdot \pi \cdot D \cdot n_s}{60 \cdot 10^4},\ \text{kgf/s}, \qquad (36)$$

în care:

N_{max} este norma maximă la hectar, kgf/ha;
B — lăţimea de lucru a semănătorii, m;
D — diametrul roţii de transport al semănătorii, m;
n — turaţia roţii semănătorii, rot/min.

Din egalarea relaţiilor (35) şi (36) se obţine:

$$s = \frac{10^{-3}.B.D.N_{max}}{2\gamma.r_p i.K.\operatorname{tg} \delta},\ \text{cm}^2. \qquad (37)$$

Se constată că aria maximă a fantei este independentă de viteza de semănat, este invers proporţională cu greutatea volumică a seminţelor şi cu coeficientul de umplere şi direct proporţională cu norma de semănat.

Dacă se notează:

$$\frac{B.D.10^{-3}}{2r_p.i.\operatorname{tg} \delta} = C, \qquad (38)$$

C fiind un factor care depinde numai de caracteristicile constructive ale semănătorii, rezultă:

$$s = C \frac{N_{max}}{\gamma \cdot K}. \qquad (39)$$

Pentru aceasta, aria maximă a fantei de alimentare a conului de distribuţie va fi determinată pentru cultura care are valoarea maximă a factorului:

$$\left(\frac{N_{max}}{\gamma \cdot K}\right)_{max}. \qquad (40)$$

Coeficientul de umplere a fantei K variază în funcţie de proprietăţile seminţelor între 0,25 şi 0,45, valorile mici fiind caracteristice pentru ovăz, iar cele mari, pentru grîu.

Unele date constructive şi concluzii practice. Din cercetarea documentaţiilor tehnice cu privire la astfel de semănători se pot prezenta unele date constructive şi funcţionale, necesare orientării proiectanţilor şi constructorilor de maşini agricole.

Brăzdarele folosite sînt de tipul ancoră cu unghi obtuz, numărul variind între 11...13...
...15.

Roţile de transport (de acţionare), în număr de două, sînt pe pneuri şi de diametre care variază între 450 şi 700 mm.

Raportul de transmitere dintre roata de transport şi axul distribuitorului se alege între 6 şi 8, astfel încît să se poată folosi vitezele obişnuite ale tractoarelor universale.

Din datele constructive principale ale distribuitorului centrifugal se remarcă :

— unghiul de înclinare a generatoarei, $\alpha = 48...53°$;

— diametrul inferior al conului, $2\,r_i = 50...60$ mm;

— diametrul superior al conului, $2\,r_e = 280...300$ mm;

— secțiunile canalelor tuburilor de distribuție, $14...18$ cm^2;

— unghiul de înclinare a acestor canale de distribuție față de direcția radială, circa 40°;

— raza medie a paletei alimentatorului, $r_p = 45...55$ mm.

Coeficientul de frecare a semințelor de cereale păioase pe tabla de oțel poate fi considerat $\mu = 0{,}25 ... 0{,}33$, respectiv unghiul de frecare $\rho = 14...19°$.

Semănătorile centrifugale, realizate pînă în prezent de puține uzine constructoare de mașini agricole, sînt încercate și cercetate în multe țări ca U.R.S.S., R.F.G., Franța, Republica Socialistă România etc.

Rezultatele de pînă acum o recomandă — în principiu — ca o mașină agricolă de viitor, mai ales dacă vor interveni — în timp — perfecționări constructive și funcționale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lelo̦snev, M.* Mașini agricole. București, Ed. agrosilvică, 1959.

[2] *Schilling, E.* Landmaschinen, B. 3. Köln, Luthe-Druck, 1958.

[3] *Turbin, B.* ș.a. Selskohoziaistvennie Mașini. Moscova, Mașghiz, 1963.

[4] *Vasiliu, Ch.* Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole, vol. II. București, E.D.P., 1963.

[5] *Vasiliu, Ch.* Calculul cinematic al transmisiei la semănătorile de cereale păioase, folosind progresiile geometrice. In : Construcția de Mașini, nr. 4, 1963.

[6] *Vasiliu, Ch.* Contribuții la calculul aparatelor de distribuție de la semănătorile de cereale. In : Construcția de Mașini, nr. 10, 1965.

CZ 622.24.051:621.791.042

Alegerea procedeului de încărcare a conurilor sapelor de foraj

PAUL NĂICULESCU

În literatura de specialitate apar puține indicații concrete referitoare la alegerea procedeului optim de încărcare prin sudare a conurilor sapelor de foraj. Din acest motiv, în cadrul I.C.T.C.M., au fost întreprinse unele cercetări în această problemă.

Din studiul literaturii de specialitate [1], [2], [3], [4], [5], [6] rezultă că procedeele de sudare aplicate pentru încărcarea sapelor de foraj sînt următoarele : procedeul oxiacetilenic, procedeul prin curenți de înaltă frecvență și procedeul cu hidrogen atomic.

La procedeul oxiacetilenic se folosește flacăra de sudobrazare ($x = 3$) pentru sudarea spre stînga și flacăra reducătoare ($x = 2$) pentru sudarea spre dreapta, x fiind raportul dintre lungimea zonei reducătoare și cea a nucleului flăcării.

Reglarea raportului gazelor în procesul de sudare se face de către sudor, fără însă a putea fi menținut constant din cauza imperfecțiunii aparatelor, fapt ce influențează procesul de încărcare.

Ca flux este folosit boraxul ($Na_2B_4O_7 . 10H_2O$) sau acidul boric (H_3BO_3), evitîndu-se astfel formarea porilor și afînarea suprafeței.

Se încălzește piesa pînă la apariția pe suprafața încălzită a unei pelicule foarte fine de metal lichid (prin carburarea superficială se micșorează temperatura de topire în această zonă, a cărei grosime a fost apreciată în urma examinărilor micrografice, la cel mult 0,02 mm). Materialul de adaos tubular se încălzește în zona de reducere a flăcării pînă la topirea oțelului și se aplică pe suprafața topită a piesei.

Procedeul se caracterizează prin tendința de creștere a conținutului de carbon în materialul de adaos, din cauza flăcării carburante.

La procedeul prin curenți de înaltă frecvență se folosește căldura produsă de curenții de inducție realizați în piesă. Adîncimea de pătrundere și variația temperaturii în adîncime sînt legate îndeosebi de frecvența utilizată.

Materialul de încărcare este pregătit prin brichetare din granule de material dur, pilitură de oțel și flux.

Procedeul cu hidrogen atomic se caracterizează printr-un arc electric cu viteză mică a gazului, care transferă căldura arcului spre piesă cu maximum de eficacitate. Perioada de preîncălzire este mai scurtă (circa 1—3 s) decît la procedeul oxiacetilenic, ceea ce reprezintă o eficiență economică sporită.

Procedeul se aplică în două variante : suprafața este unsă cu un adeziv vîscos și se aplică granulele dure, după care se trece cu arzătorul peste ele ; se folosesc electrozi tubulari metalici umpluți cu material dur, granulat.

În cazul procedeului cu hidrogen atomic există tendința de micșorare a conținutului de carbon în materialul încărcat ($C + 2H_2 \rightarrow CH_4$).

Procedeul cu electrod nefuzibil în mediu de gaz inert nu este folosit la încărcarea sapelor, deoarece provoacă dizolvarea unui procent ridicat de particule dure.

În tabela 1 se compară cele trei procedee de încărcare cu carbură de wolfram[4].

Tabela 1

Criteriu de comparaţie	Procedeul oxiacetilenic	Procedeul cu hidrogen atomic	Procedeul cu electrod nefuzibil în mediu de gaz inert
Costul echipamentului	scăzut	ridicat	mediu
Costul operaţiei	ridicat	mediu	scăzut
Productivitatea	medie	medie	înaltă
Perioadă de preîncălzire	lungă	scurtă	foarte scurtă
Suprafaţa depunerii	frumoasă	foarte frumoasă	neregulată
Procentul de particule dizolvate	scăzut	scăzut	ridicat

O alegere judicioasă a procedeului optim nu este posibilă fără a lua în considerare, în amănunt, materialele şi procesele metalurgice.

Materialele utilizate la încărcarea sapelor de foraj trebuie să îndeplinească o serie de condiţii stricte, cum sînt : duritate ridicată ; rezistenţă mare la şocuri mecanice termice ; stabilitate chimică la cald şi la rece ; rezistenţă mare la oboseală ; să permită formarea aliajelor. Aceste condiţii, care oglindesc aspecte parţiale ale modului de lucru al sapei la talpa sondei, restrîng mult domeniul materialelor utilizabile pentru încărcare.

Din studiul efectuat şi din examinarea micrografică a granulelor de aliaj dur în porţiunile de încărcare la sapele de foraj cercetate rezultă că materialul utilizat este în exclusivitate carbură de wolfram turnată.

Urmărirea diagramei de stare din figura 1 (W.P.Sykes) scoate în evidenţă că, în funcţie de conţinutul de carbon, pot rezulta mai multe stări ale aliajului WC.

Din studiul literaturii de specialitate [1], [2], [3], [4], [7], cum şi din cercetările efectuate reiese că componentul de duritate maximă este W_2C (carbură ce se obţine la un conţinut de 3,16% C).

Carburile sinterizate nu sînt recomandate, deoarece la temperaturi ridicate (peste 1200°C) suferă transformări ireversibile (în cazul sinterizării uzuale cu cobalt), care determină o rezistenţă mai redusă la abraziune. În figura 2 sînt prezentate variaţiile caracteristicilor mecanice ale aliajului WC-Co în funcţie de conţinutul de cobalt, iar în tabela 2 apar principalele proprietăţi fizice şi mecanice ale diferitelor carburi de wolfram, cu şi fără adaos de cobalt.

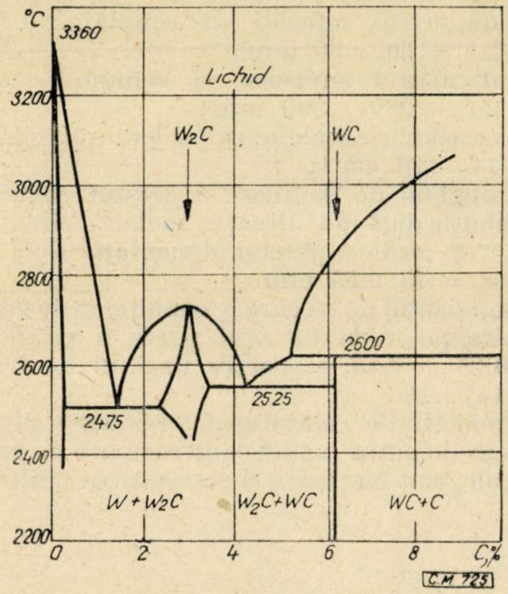


Fig. 1

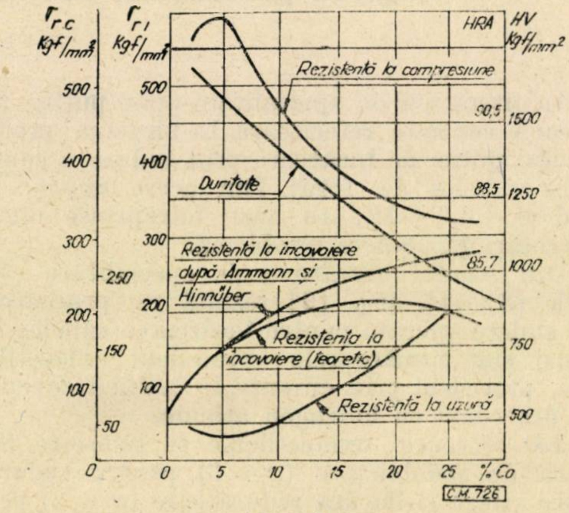


Fig. 2

Tabela 2

Tipul de carbură şi compoziţie chimică, % (în greutate)	Densitatea, gf/cm³	Temperatura de topire, °C	Duritatea Vickers, kgf/mm²	Rezistenţa la încovoiere, kgf/mm²	Rezistenţa la compresiune, kgf / mm²	Modulul Young, kgf/mm²	Conductivitatea termică, cal/cm ·s°C	Dilatarea termică, β 10⁻⁶
W_2C (turnat)	17,3	2730±15	3000 *	—	—	—	0,07	—
W_2C+WC (turnat)	16	2800	1800—2000	30—40	2200	—	0,07	4,0
WC (sinterizat)	15,7	2870±50	1600—1800	40—50	300	72200	—	5,7—7,2
94% WC+ 6%Co(1)	14,8—15,0	—	1500—1600	160—180	500	62000	0,19	3,6—4,2
94% WC+ 6% Co (2)	14,8—15,0	—	1600—1700	140—190	550	63000	0,19	5,0
8% WC + 20% Co	13,1—13,3	—	1050—1150	200—240	340	50000	—	4,7—6,2

* Microduritate, sarcina 50 gf

1) Granulaţie grosolană

2) Granulaţie fină

Uneori la elaborarea carburilor turnate de wolfram, se adaugă fier, nichel, cobalt sau crom în proporție de 3—20% din greutate, componenți care micșorează fragilitatea, dar totodată și temperatura de topire și duritatea. Creșterea tenacității este relativ mică și nu prezintă un avantaj apreciabil. Cu sau fără aceste adaosuri, carburile sînt totuși prea fragile pentru a putea fi utilizate fără suportul oțelului de bază, în care sînt fixate prin sudare. Introduse în masa unui oțel tenace și suficient de rezistent pentru a nu suferi deformații, carburile de wolfram, care singure nu au decît o rezistență redusă la solicitări dinamice, suportă șocurile ce se produc la forajul rocilor dure, fără a se sparge sau a se desprinde.

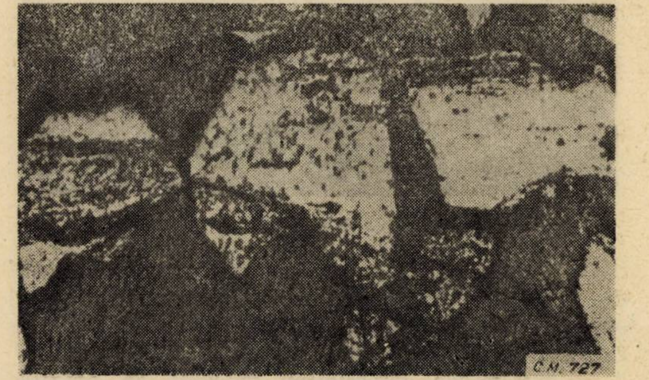


Fig. 3

Principial, depunerea executată trebuie să fie constituită dintr-o serie de granule de duritate foarte ridicată (carburi de wolfram cu proprietățile lor inițiale conservate), cimentate în masa de liant cu calități mecanice înalte (duritate pînă la 65 HRC), produs de cristalizarea primară a oțelului lichid (provenit din materialul de adaos sau piesă), aliat cu componenții aliajului dur datorită proceselor de dizolvare, amestecare și difuzie, ceea ce îi conferă soliditatea necesară fixării granulelor.

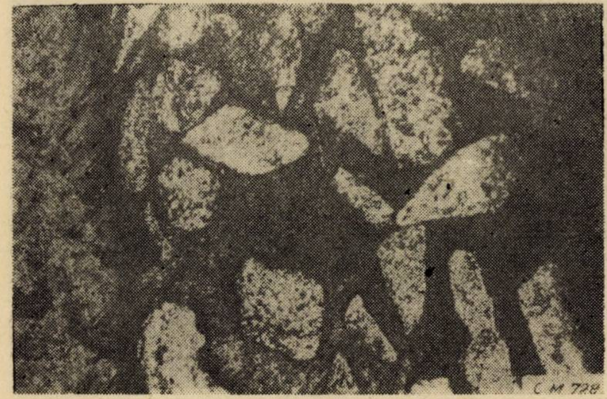


Fig. 4

În figurile 3 și 4 (atac cu acid azotic 5% în soluție alcoolică, timp de 30 s, la 20°C, mărire 50 x) sînt arătate micrografii ale încărcărilor executate cu carburi de wolfram la sapele de foraj cercetate.

Particularitățile procesului de cristalizare primară pot fi clarificate prin examinarea diagramei de stare a aliajelor Fe-WC prezentată în figura 5, unde se reliefează existența a două sisteme caracterizate printr-o stare stabilă (linii întrerupte), și metastabilă (linii pline) a fazelor.

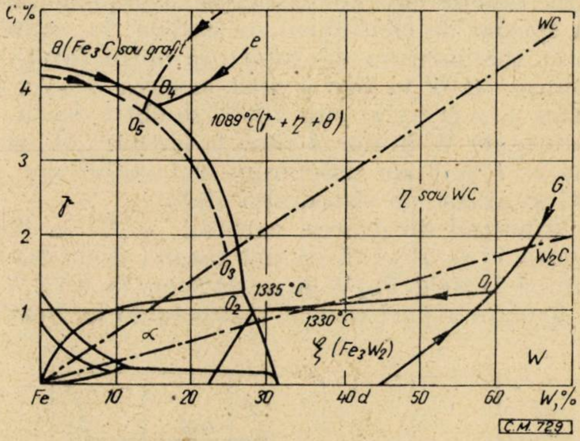


Fig. 5

Faza η (carbură binară nemagnetică — Fe_2W_2C; după E.N. Kisleacova, în sistem există două carburi binare $\eta_1 = Fe_4W_2C$ și $\eta_2 = Fe_6W_6C$), la răcirea înceată din masa topită sau la încălzire la temperatură înaltă (circa 1600 °C), se descompune cu separarea carburii stabile WC.

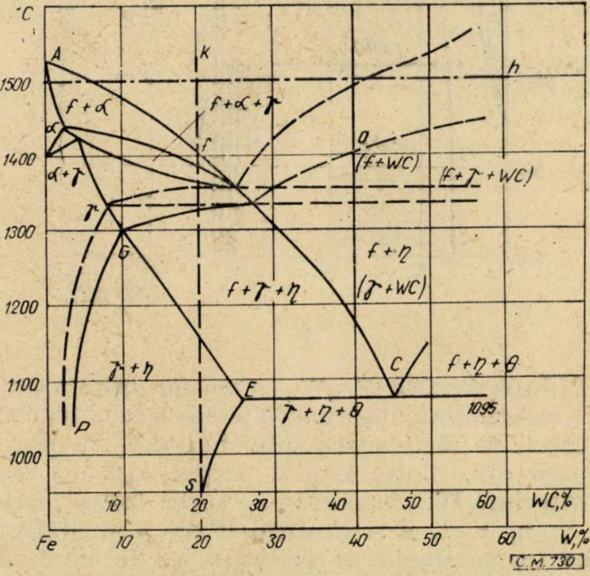


Fig. 6

Formarea fazei η sau a lui WC și raportul lor, atunci cînd ea există, sînt condiționate de viteza de răcire și de concentrația componenților.

În figura 6 este dată diagrama Fe-WC secționată în planul de existență WC. În mod analog cu η, faza θ (carbură binară magnetică, reprezentînd o soluţie ternară de wolfram şi fier în cementită) se poate descompune cu separarea unei faze stabile — grafitul. Stările stabile WC şi grafitul pot rezulta de asemenea prin cristalizare primară, direct din masa topită [3].

În funcţie de concentraţia componenţilor (în special de conţinutul de carbon) la răcirea de la temperatura de topire se obţin fazele γ (soluţie de W în fier γ pînă la circa 3 %W) şi η sau γ, η şi θ, iar sub 730°C se obţin fazele α (soluţie de W în fier α pînă la circa 8 %W) şi η sau α, η şi θ ale sistemului metastabil sau α, WC şi grafit ale sistemului stabil.

Urmărind dizolvarea carburii W_2C în fier (figura 7) se observă că pot rezulta două faze: ε(după Arnfeld, Fe_2W cu un conţinut de 62 %W), ca urmare a unei reacţii peritectoide la 1040°C şi ξ (după Arnfeld, Fe_3W_2 cu un conţinut de 68 % W), ca urmare a unei reacţii peritectice la 1640°C.

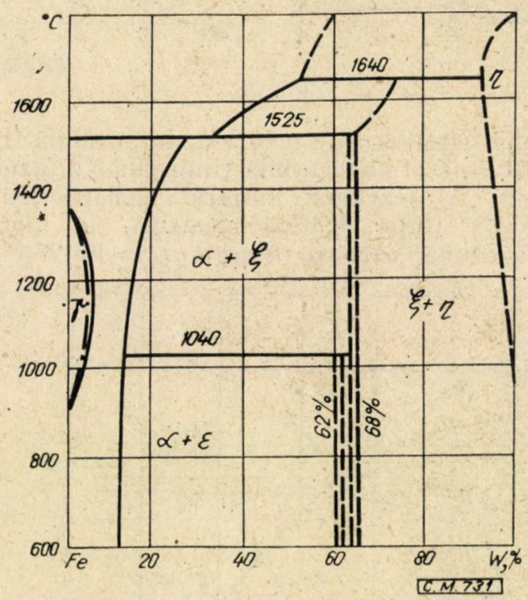


Fig. 7

Deci, la răcirea stratului încărcat, se poate separa din soluţie numai parţial carbura mai puţin dură WC, formîndu-se unele dintre fazele α, γ, η, ε, ξ, θ şi grafitul. Faza θ şi grafitul sînt foarte fragile şi prezenţa lor în liant nu este dorită. Grafitul face ca liantul să fie deosebit de fragil şi reduce foarte mult duritatea.

Din acest punct de vedere lianţii cei mai potriviţi sînt cei cu un conţinut scăzut de carbon şi un procent ridicat de wolfram, compoziţia respectivă situîndu-se departe de domeniul de existenţă a grafitului.

Temperatura procesului de încărcare, durata lui şi cantitatea relativă de oţel topit în volumul stratului determină gradul de desfăşurare şi viteza procesului de dizolvare a carburilor de wolfram.

Rezultă că o tehnologie raţională de sudare, care să asigure o calitate optimă stratului încărcat, trebuie să se bazeze pe următoarele condiţii fundamentale:

— în proces trebuie să participe o cantitate redusă de liant; compoziţia iniţială (în general utilizată) a materialului de adaos tubular este de 35 — 40% oţel şi 60—65% (în greutate) carburi de wolfram; trebuie evitată impurificarea depunerii cu materialul de bază;

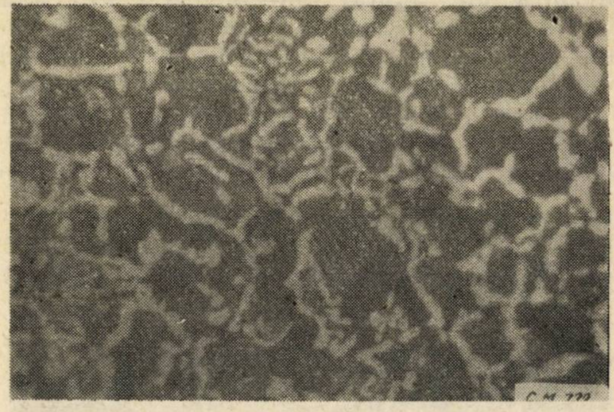


Fig. 8

— dizolvarea carburilor trebuie să asigure suficient element de aliere liantului, fără a intra în zona de existenţă a fazelor fragile (θ sau grafit);

— condiţiile de răcire şi tratamentele termice ulterioare trebuie să asigure posibilitatea formării unui liant omogen, cu înalte calităţi mecanice.

În figurile 8 şi 9 sînt arătate microstructuri ale lianţilor existenţi la sapele de foraj cercetate (atac cu acid azotic 5% în soluţie alcoolică, timp de 30 s la 20°C, mărirea 500 x). Faza neatacată reprezintă carburi precipitate cu pronunţat aspect ledeburitic.

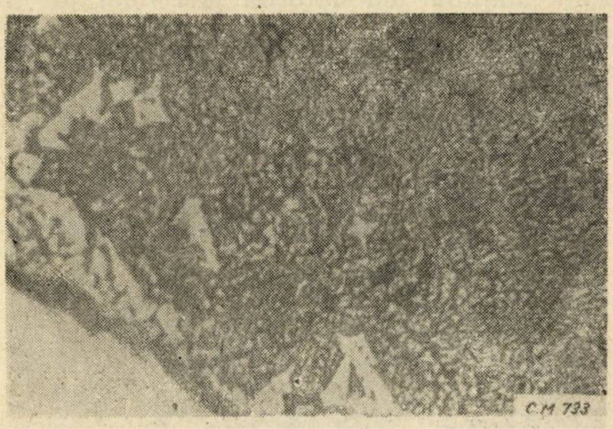


Fig. 9

Ca urmare a examinărilor comparative şi a cercetărilor complexe de laborator, se poate afirma că elementul esenţial asupra căruia se poate acţiona în vederea obţinerii unei încărcări optime este liantul. La acelaşi raport iniţial carbură/oţel (în greutate) se poate obţine un liant cu caracteristici superioare dacă :

— se realizează o dizolvare parţială a granulelor, fapt ce determină o duritate şi o rezistenţă maximă la uzura abrazivă (rezistenţa încărcării depinde în special de caracterul liantului) ;

— se introduc elemente de aliere, păstrîndu-se carbonul la un nivel coborît în materialul de adaos tubular care include carburile de wolfram, în scopul evitării formării fazei θ şi a grafitului ;

— se realizează un tratament termic adecvat, structura liantului şi caracteristicile mecanice putînd fi esenţial îmbunătăţite (aplicarea unui tratament neindicat poate provoca structuri necorespunzătoare în liant).

În baza consideraţiilor arătate, procedeul cu hidrogen atomic este preferat sudării oxiacetilenice în cazul încărcărilor cu materiale dure de tipul carburilor de wolfram.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kieffer, R.* şi *Schwarzkopf, P.* Hartstoffe und Hartmetalle. Wiena, Springer Verlag, 1953.

[2] Manualul inginerului petrolist, vol. 41. Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

[3] *Kuzmak, E.M., Kurdin, A.I.* şi *Ceskis, H.I.* Tehnologia osnoşceniia tverdîmi splavami dolot lia bureniia. Moscova, Gosudarstvenoe naucino tehniceskoe izdatelstvo nefteanoe i garko-toplivnoi literaturî, 1954.

[4] *Avery, H. S., Cavanagh, V. O., Lutes, W. L., Miller, H. S., Ronay, B.* şi *Woods, G. W.* Welding Handbook, Section Three, London, Edited by L. Phillips, 1960.

[5] *Riddihough, M.* Rechargement dur par soudage. Paris Ed. Dunod, 1954.

[6] *Blanc, G. M.* Rechargement et matériaux de rechargement. In : Schweisstechnik Soudure (Zeitschirft für Schveisstechnik) 54, nr. 7, 1964.

[7] *Rakovsckii, V. S.* şi *Andres, I. R.* Osnovî proizvodstva tverdih splavov. Moscova, Metallurghizdat, 1951.

CZ 621.51—272

Probleme tehnologice ale fabricaţiei arcurilor disc cu lamele pentru supape automate

NICOLAE OPREA şi VLADIMIR HOVNANIAN

La compresoarele cu piston se folosesc aproape în exclusivitate supape automate. Dintre acestea cele mai răspîndite sînt supapele cu inele sau discuri de etanşare de tip Hoerbiger, toate tipurile de compresoare fabricate în ţară fiind echipate cu astfel de supape.

Supapele de aspiraţie şi refulare pot fi construite separat sau coaxial. În figura 1 se prezintă o supapă cu discuri de etanşare de tipul coaxial, utilizată la compresoarele rapide. Refularea este dispusă la exterior. Piesa *1* constituie scaunul discului supapei de refulare şi limitatorul discului supapei de aspiraţie, iar piesa *3* este limitatorul discului supapei de refulare şi scaunul celui de aspiraţie. Discurile de etanşare (*2* pentru refulare şi *9* pentru aspiraţie) sînt apăsate pe scaun de către arcuri disc cu lamele (trei arcuri la refulare *8* şi două arcuri la aspiraţie *10*). Mişcarea organelor de etanşare este comandată de diferenţa de presiune a gazului dintre amontele şi avalul supapei în raport cu forţa de apăsare a arcului.

Supapele cu disc de etanşare au înlocuit, în mare măsură, în special la compresoarele rapide, supapele cu inele de etanşare independente. Aceasta a fost posibil datorită perfecţionării tehnologiei de fabricaţie a discurilor de etanşare şi a arcurilor. Supapele cu disc de etanşare au o construcţie îmbunătăţită faţă de cele cu inele de etanşare independente, deoarece la supapele cu disc de etanşare nu mai este necesară montarea unor arcuri elicoidale care să acţioneze fiecare în parte cu o forţă proporţională cu mărimea inelului, permiţînd şi folosirea arcurilor disc ce au rol de amortizor la lovirea discului de limitator.

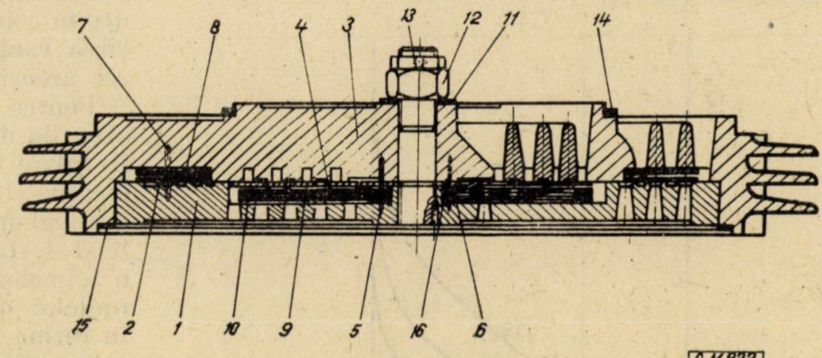


Fig. 1

Din analiza funcţionării acestor tipuri de supape se poate aprecia că realizarea lor constituie una dintre cele mai complexe probleme tehnice în execuţia compresoarelor. Regimul de funcţionare a supapelor, frecvenţa mare de închideri şi deschideri determină ca, în afara soluţiei constructive, tehnologia de fabricaţie să capete, de asemenea, o importanţă mare.

Din experimentările făcute a rezultat că viteza de lovire a limitatorului este de peste două ori mai mare decît viteza de lovire a scaunului supapei [1]. Deoarece viteza de lovire a limitatorului este cu mult mai mare decît viteza de lovire a scaunului, se trece, în ultimul timp, la folosirea arcurilor disc cu lamele, care au și un rol de amortizor. Folosirea arcurilor disc cu lamele și a discurilor amortizoare a devenit aproape generală pentru supapele compresoarelor cu turație ridicată. Se obține astfel, pe lîngă o creștere a durabilității și evitarea reflexiei discului de etanșare la atingerea limitatorului. Prin metoda de calcul prin diferențe finite se poate demonstra că discul de etanșare capătă accelerații relativ mari la ridicare, dînd naștere la forțe mari în raport cu cele dezvoltate de arcuri [2], [3]. De aici și tendința de a se folosi arcuri cu caracteristică cît mai abruptă (fig. 2). După cum se observă, forța dezvoltată de arcuri este foarte mare la atingerea limitatorului de către discurile de etanșare. Din acest punct de vedere, cel mai bine se comportă arcurile disc cu lamele, care pot realiza forțe sporite la 0,1—0,3 mm de limitator. Din ultimele încercări s-a constatat că această forță se majorează simțitor prin deformarea cu 0,1—0,2 mm a plăcii amortizoare. Realizarea arcurilor cu o astfel de caracteristică permite folosirea unor curse ale discului de etanșare mai mari, ceea ce este avantajos pentru turații ridicate. Astfel, în loc de curse de 1,1—1,2 mm, se pot realiza valori ajungînd pînă la 1,4—1,5 mm.

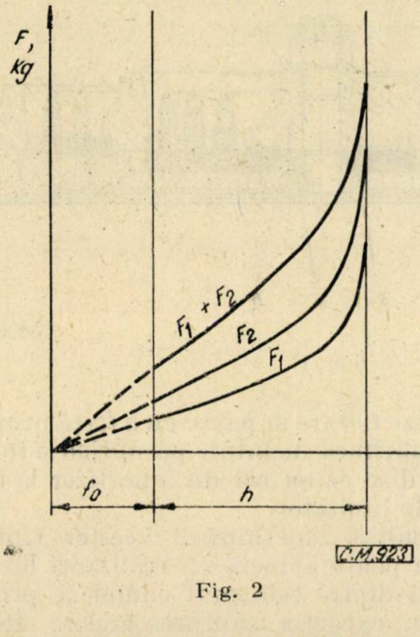


Fig. 2

Se știe că, în timpul funcționării compresorului, cel mai des ies din uz discurile de etanșare și arcurile supapelor. Defectarea arcurilor de supapă se explică prin condițiile grele de lucru, prin alegerea nejustă a materialului și a metodelor de prelucrare mecanică și termică.

Dintre multiplele încercări efectuate pentru perfecționarea supapelor se prezintă în articolul de față cîteva cercetări tehnologice efectuate în uzina ,,Timpuri Noi'' pentru îmbunătățirea caracteristicilor constructive și mecanice ale arcurilor disc cu lamele.

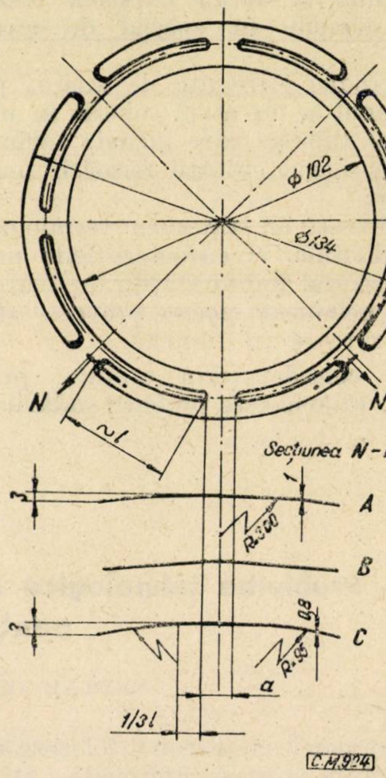


Fig. 3

Pentru compresorul tip C5 s-au proiectat arcurile disc cu lamele prezentate în figura 3 (refulare treapta a II-a) și în figura 4 (refulare treapta I). Îndoirea lamelelor, prevăzută în desenul de construcție, avea forma *A* din figura 3 și 4. La execuția acestor arcuri s-a folosit o tehnologie uzuală care n-a permis îndoirea lamelelor după forma *A*, ci îndoirea s-a realizat în forma *B*.

Arcurile au fost experimentate pe un lot de 15 compresoare. Chiar din timpul rodajului, după 5—6 ore de funcționare, s-a produs ruperea lamelelor (rupturile avînd aspectul arătat în fig. 5).

Una dintre cauzele acestor rupturi a fost existența unor microfisuri în apropierea zonei de rupere. Microfisurile apăreau ca urmare a operației de ștanțare a ferestrelor exterioare ale arcurilor. La funcționarea supapelor, arcurile fiind supuse ciclic la înconvoieri, se producea în mod rapid o majorare a dimensiunilor microfisurilor, fapt care a determinat micșorarea durabilității arcului. Pentru eliminarea acestor fisuri, operația de ștanțare a ferestrelor exterioare a fost înlocuită cu operația de frezare cu un regim de așchiere avînd avansul de rotire a piesei mic și turația sculei ridicată.

Curățarea rizurilor se realizează în mod frecvent prin ajustarea cu pila. Acest procedeu nu este recomandabil, deoarece la ajustare, o dată cu eliminarea rizurilor, se dislocă și mici porțiuni de material, provocînd zone concentratoare de tensiuni. Pentru evitarea acestora se recomandă ca operația de ajustare să fie înlocuită prin tobare.

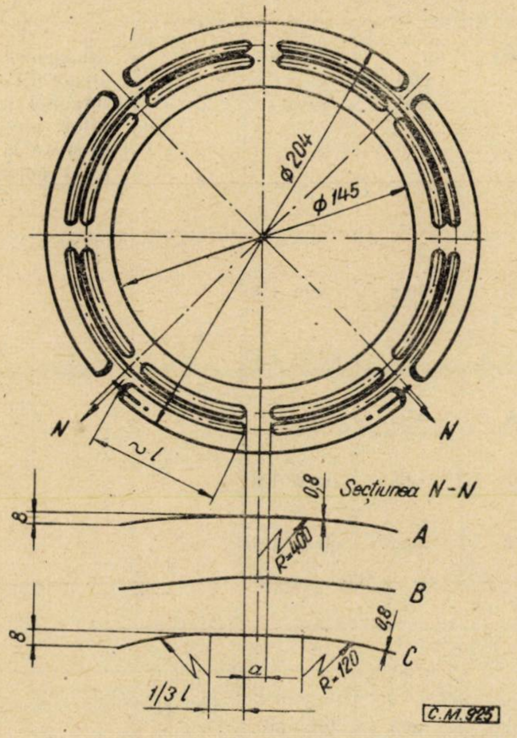


Fig. 4

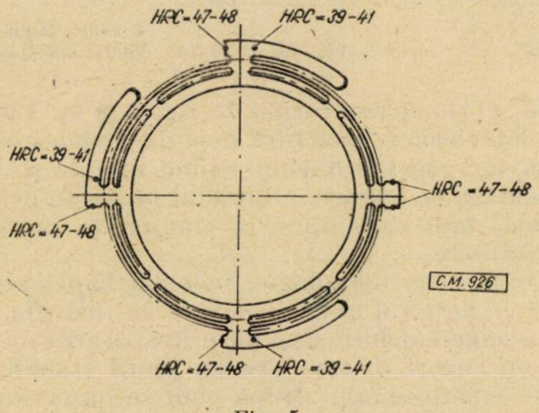


Fig. 5

Cercetarea caracterului de degradare și a stării de tensiune a arcurilor disc cu lamele a permis să se stabilească că una dintre cauzele durabilității lor reduse este insuficienta rezistență la oboseală a materialului din care sînt executate. De aceea pentru mărirea durabilității arcurilor s-au experimentat mai multe regimuri de tratament termic.

Arcurile executate după vechea tehnologie nu erau supuse operației de recoacere. Din această cauză, structura materialului era neomogenă și tensiunile interne provenite de la operațiile anterioare nu erau eliminate. Datorită încălzirii libere a materialului în cuptor cu flacără, se producea o decarburare, iar faptul că răcirea dintre plăci era neuniformă dădea naștere la diferite durități pe aceeași piesă. Astfel, s-a constatat că lamelele care se rupeau aveau în general durități ridicate în zona de rupere, de circa 47—48 HRC, în timp ce alte lamele aveau durități sub limita permisă (39—41 HRC). Revenirea făcîndu-se în stare liberă, nu se putea asigura o planeitate corespunzătoare arcurilor. De asemenea, oxizii formați în timpul tratamentului nu erau complet înlăturați prin decapare.

Ca material pentru încercări s-a ales oțelul aliat W8161 DIN 1700 7 (echivalent cu 58 Cr V4), avînd următoarea compoziție: C — 0,62%; Mn—0,91%; Si—0,24%; Cr—1,01%; V—0,15—0,3%.

Încercările pentru tratamentul termic s-au efectuat pe loturi marcate (tabela 1).

După cum reiese din tabela 1 s-a experimentat tratamentul de călire în două medii de încălzire, în baie de sare și în cuptor cu flacără, la temperatura prescrisă pentru materialul respectiv, de 830—850°C. Operația de revenire a fost executată într-un dispozitiv cu plăci de strîngere pentru asigurarea planeității și pentru că materialul conținea Cr și V s-a făcut răcirea în ulei pentru evitarea fragilității de revenire.

Din cele cinci loturi, la trei s-a aplicat o revenire la temperatura de 480—500°C, după cum urmează: un lot călit în cuptor, un lot călit în baie de sare și un lot călit tot în baie de sare, dar cu o revenire triplă.

Pentru celelalte două loturi s-a procedat astfel: un lot călit în baie de sare și revenit la temperatura de 420—440°C, iar ultimul lot călit tot în baie de sare și revenit la temperatura de 520—540°C.

După tratament s-a constatat că varianta cu încălzire în cuptor pentru călire este necorespunzătoare, deoarece piesele se oxidează, fiind încălzite liber în aer; de asemenea, nu se putea obține o planeitate corespunzătoare cu toată revenirea executată între plăci. Loturile încălzite în baia de sare nu au prezentat aceste deficiențe. Variațiile de temperatură la revenire au dus la variații de duritate de circa 1—2 HRC.

În urma acestor încercări s-a adoptat ca tehnologie de tratament termic varianta utilizată la lotul 1 (tabela 1), care asigură o valoare a durității corespunzătoare unei elastici-

Tabela 1

Nr. lot.	Agregat	Dispozitiv	Temperatura medie de încălzire, C°	Timp de încălzire, min	Temperatura de încălzire, °C	Timp de menţinere, min	Mediu de răcire	Temperatura medie de răcire, °C	Duritate HRC	Observaţii
RECOACERE Operaţia 1										
Lot 1—5	Cuptor electric	piese împachetate (50 buc)	600—650	50	600—650	60	în cuptor	<300		omogenizarea structurii şi eliminarea tensiunilor interioare apărute la operaţia anterioară
CĂLIRE Operaţia 2										
1	Baie de sare	cîrlig (10 buc)	830—850	0,25	830—850	0,7	ulei	circa 130		
2	Baie de sare	cîrlig (10 buc.)	830—850	0,25	830—850	0,7	ulei	circa 130		
3	Cuptor cu flacără	tavă (10 buc.)	830—850	20	830—850	5	ulei	20—60		
4	Baie de sare	cîrlig (10 buc.)	830—850	0,25	830—850	0,7	ulei	circa 130		
5	Baie de sare	cîrlig (10 buc.)	830—850	0,25	830—850	0,7	ulei	circa 130		
DECAPARE Operaţia 3										
REVENIRE Operaţia 4										
1	Cuptor electric	dispozitiv de strîngere între plăci (cîte 10 buc.)	480—500	60	480—500	60	ulei	20—60	40—41	
2	Cuptor electric		420—440	60	420—440	60	ulei	20—60	42	
3	Cuptor electric		480—500	60	480—500	60	ulei	20—60	40÷41	variantă abandonată
4	Cuptor electric		520—540	60	520—540	60	ulei	20—60	39	
5	Cuptor electric		480—500	60	480—500	60	ulei	20—60	40÷41	revenire triplă (caracter informativ)

tăţi optime a materialului, determinînd o structură mai omogenă.

O mare însemnătate pentru durabilitatea arcului o are şi alegerea justă a grosimii sale. Dacă se alege un material mai gros, arcul nu prezintă o elasticitate corespunzătoare datorită rigidităţii sale, apărînd pericolul obţinerii unei structuri neomogene la tratament termic. Alegerea unui material cu o grosime mică nu permite obţinerea forţei necesare pentru ca arcul să acţioneze discul supapei. Din experienţele făcute a rezultat că pentru acest tip de supape (C5), grosimea optimă a arcului este de 0,8 mm. Pentru realizarea forţei necesare se montează mai multe arcuri.

O mare influenţă asupra durabilităţii arcului o are şi modul de îndoire a lamelelor. După tehnologia iniţială, această operaţie se execută manual, obţinîndu-se forma *B* (fig. 3 şi 4). Îndoirea lamelelor se face fără raza de curbură de la baza lor, săgeţile obţinute fiind inegale şi deci presiunea de apăsare a discului pe scaun neuniformă, fapt care duce la etanşeităţi necorespunzătoare.

După noua tehnologie, îndoirea lamelelor se face cu ajutorul unui dispozitiv cu rolă (fig. 6), care asigură deformarea lor prin apăsarea rolei *4* pe un suport *6*, care are un profil stabilit pe cale experimentală. După cum se observă din figură, mişcarea rolei *4* se compune dintr-o mişcare de rotaţie şi o mişcare de translaţie pe direcţia căreia acţionează şi forţa de apăsare realizată cu pîrghia *1*. Profilul suportului *6* a fost determinat astfel ca, îndoind lamela după săgeata maximă a suportului, să se obţină o deformare a ei în stare liberă, avînd o săgeată la capăt egală cu valoarea prescrisă. S-a constatat că, efectuînd rularea lamelelor la o distanţă de circa o treime din lungime de la bază (după forma *C* din figurile 3 şi 4), se măreşte durabilitatea arcului. Arcurile îndoite cu ajutorul acestui dispozitiv au toate lamelele cu aceeaşi săgeată datorită menţinerii forţei de deformare constantă şi uniformităţii durităţii materialului.

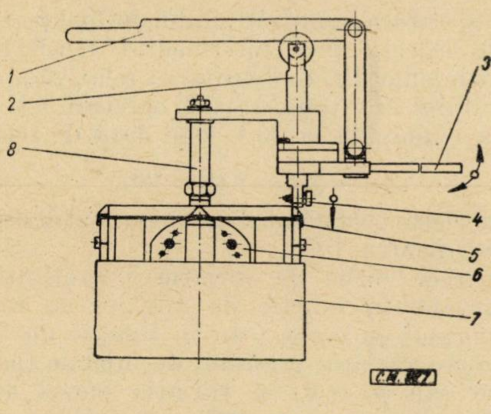


Fig. 6

Dispozitivul prezentat a fost realizat cu caracter experimental.

Bazaţi pe rezultatele experimentale prezentate s-a elaborat o tehnologie îmbunătăţită pentru confecţionarea arcurilor disc cu lamele. Arcurile executate după această tehnologie au fost montate la supapele compresorului C5, iar la probele experimentale s-au comportat în mod corespunzător. La încercările de debit efectuate după revizie s-au obţinut valori de 4,4 — 5 m^3/min la presiunea de 7 at, ceea ce indică că supapele şi-au menţinut caracteristicile funcţionale. Coeficientul de debit a fost de 0,80 — 82.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Şapiro, M. B.* şi *Rumeanţev, V. A.* Uvelicenie procinosti parşnevîh plastinok kompressorov. In : Vestnik Maşinostroenie, nr. 8, 1956.

[2] *Cosoroabă, V.* O nouă metodă de calcul al procesului de umplere la compresoarele cu piston. In : Studii şi cercetări de energetică, seria B3, 1965.

[3] *Cosoroabă, V.* şi *Oprea, N.* Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston. In : Construcţia de Maşini, nr. 8, 1965.

[4] *Stamatescu, C.* ş.a. Compresoare volumice. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[5] *Manea, Gh.* ş.a. Organe de maşini, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[6] *Gulaev, A. P.* Tratamentul termic al oţelului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

CZ 621.436.031

Influenţa unor factori ai regimului de funcţionare asupra procesului de injecţie la motorul D—103

N. BĂŢAGĂ

Îmbunătăţirea sau atenuarea unor indici de funcţionare ca pornirea, formarea depozitelor (cocsarea), fumul la evacuare, funcţionarea dură, uzura principalelor piese ale grupei piston-cilindru etc., în scopul menţinerii puterii şi consumului specific de combustibil în limitele indicate de uzină pentru o durată cît mai mare de exploatare, impune studierea influenţei principalilor factori ai regimului de funcţionare asupra procesului de injecţie şi ardere, atît în instalaţii de laborator, fără motor, cît şi în condiţii de exploatare.

Partea procesului de injecţie care se referă la calitatea pulverizării a fost în mare măsură studiată [1], [4], [7], mai ales prin cercetările efectuate la presiune atmosferică sau în bombe cu aer imobil sau în mişcare, fără a se epuiza toate posibilităţile de cercetare.

Partea procesului de injecţie care se referă la dozarea combustibilului în camera de ardere în funcţie de timp sau de unghiul de rotaţie al axului cu came (legea de injecţie), specifică fiecărui motor şi care are o influenţă hotărîtoare asupra formării amestecului, arderii şi mersului liniştit al motorului, trebuie să fie studiată cît mai amănunţit pentru a scoate în evidenţă factorii care o influenţează.

Suprafaţa cuprinsă sub curba care reprezintă legea de injecţie (fig. 1) este o măsură pentru cantitatea de combustibil injectată pe cursă, determinînd mărimea puterii dezvoltate în cilindrii motorului.

Cerinţa de asigurare a puterii necesare a motorului impusă legii de injecţie, împreună cu forma acesteia, care determină formarea corespunzătoare a amestecului, desfăşurarea corectă a arderii şi mersul liniştit fără fum la evacuare, constituie obiectul a numeroase cercetări [3], [4], [5], [6], [7], pentru diferite tipuri de motoare cu aprindere prin compresie, fiind încă posibilităţi de perfecţionare.

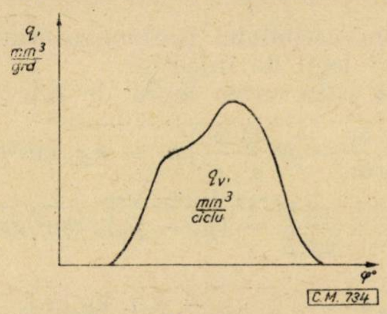


Fig. 1

Parametrii care trebuie să rămînă constanţi în timpul procesului de injecţie (pentru o durată cît mai mare de exploatare) sînt diametrul orificiilor pulverizatoarelor, dimensiunile acului de pulverizator, diametrul pistoanelor plonjor şi profilul camelor arborelui pompei de injecţie.

La motorul D-103 s-a constatat însă că, după o perioadă relativ scurtă de exploatare, unii parametri se modifică, provocînd prin aceasta o modificare esenţială a legii de injecţie, deci a puterii şi consumului specific de combustibil.

Parametrii geometrici ai pulverizatorului acuză o dependenţă însemnată faţă de regimul de temperatură al pulverizatorului, care în timpul exploatării este influenţat de foarte mulţi factori.

În cadrul cercetării efectuate în condiţii de laborator pe o instalaţie de injecţie a motorului D-103 s-a studiat influenţa turaţiei şi debitului pompei de injecţie, cum şi a temperaturii combustibilului (pulverizatorului), asupra formei legii de injecţie.

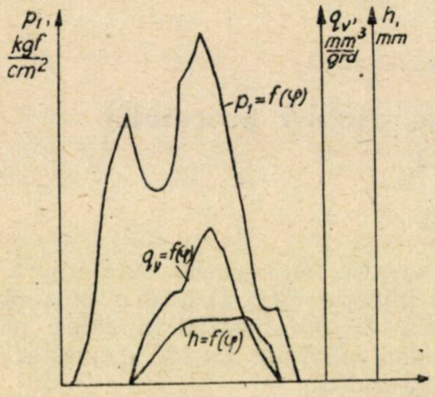


Fig. 2

Relaţiile care redau legea de injecţie sînt:

$$q_v = \frac{dv}{d\tau} = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}, \text{ cm}^3/\text{s}; \quad (1)$$

$$q_v = \frac{\mu S}{6n} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}, \text{ cm}^3/\text{grd}; \quad (2)$$

$$q_m = \frac{\mu S}{6n} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}, \text{ kg/grd}, \quad (3)$$

sau

$$q_v = f(h, \Delta p, n, \rho),$$

în care;

μ este coeficientul de pierderi în orificii;
S — secţiunea orificiilor, cm^2;
p_1 — presiunea din camera pulverizatorului, kgf/cm^2;
p_2 — contrapresiunea din camera de ardere a motorului, kgf/cm^2;
ρ — densitatea combustibilului, kg.s^2/cm^4;
h — cursa acului pulverizatorului, cm;

$$\Delta p = p_1 - p_2.$$

Temperatura combustibilului influenţează legea de injecţie prin intermediul densităţii ρ.

Dependenţa dintre densitatea relativă a combustibilului la o temperatură oarecare t şi densitatea cunoscută la 20°C este dată de relaţia:

$$\rho_4^t = \rho_4^{20} - c\,(t - 20),$$

în care c este coeficientul de corecţie al densităţii relative pentru 1°C.

Deoarece curba de variaţie a cantităţii de combustibil în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cu came (sau în funcţie de timp) urmăreşte variaţia presiunii de injecţie (pentru $p_2 = 0$ sau $p_2 \neq 0$) şi variaţia cursei acului (fig. 2), se va prezenta influenţa turaţiei, debitului şi temperaturii numai asupra presiunii de injecţie şi cursei acului.

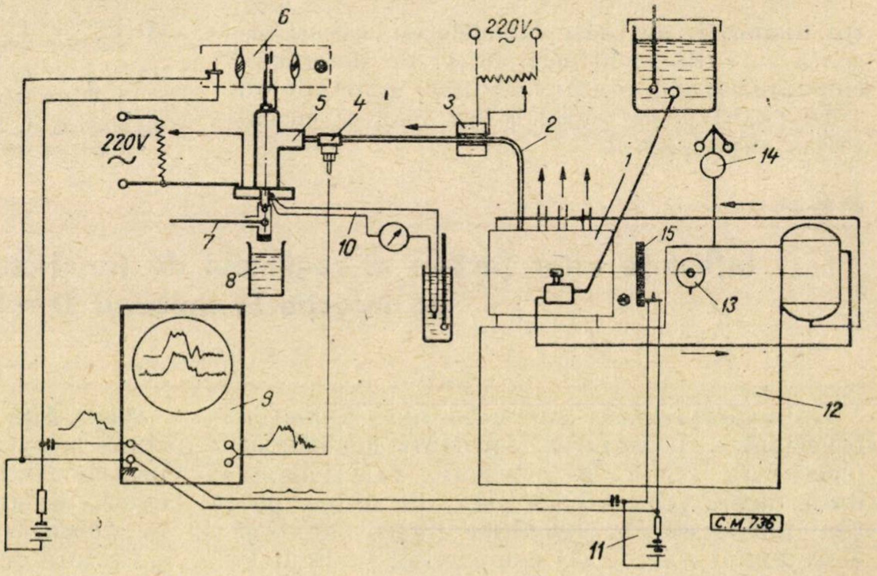


Fig. 3

Se va prezenta, de asemenea, şi modificarea unor proprietăţi ale combustibilului sub influenţa temperaturii şi presiunii.

Instalaţia experimentală (fig. 3) este compusă din pompa de injecţie *1* montată pe standul *12*, care debitează combustibilul prin conducta *2* la injectorul *5*. Încălzirea pulverizatorului se realizează cu încălzitorul electric *3*, care permite, într-o oarecare măsură, reproducerea condiţiilor de transmitere a căldurii în camera de ardere, de la partea metalică de fixare la pulverizator. Temperatura suprafeţei pulverizatorului este controlată cu termocuplul *10*, iar temperatura combustibilului la ieşirea din pulverizator, cu termometrul *7*. Turaţia arborelui pompei de injecţie se măsoară cu tahometrul *14*, numărul de pulsaţii cu contorul *13*, iar cantitatea de combustibil pentru un anumit număr de pulsații cu vasul etalonat 8. Variația cursei acului este sesizată de traductorul fotoelectric 6, iar variația presiunii combustibilului înainte de injector, de traductorul piezoelectric 4. Ambele traductoare sînt conectate la oscilograful cu două spoturi 9, baza de timp fiind realizată cu ajutorul traductorului 11, care urmărește mișcarea discului 15.

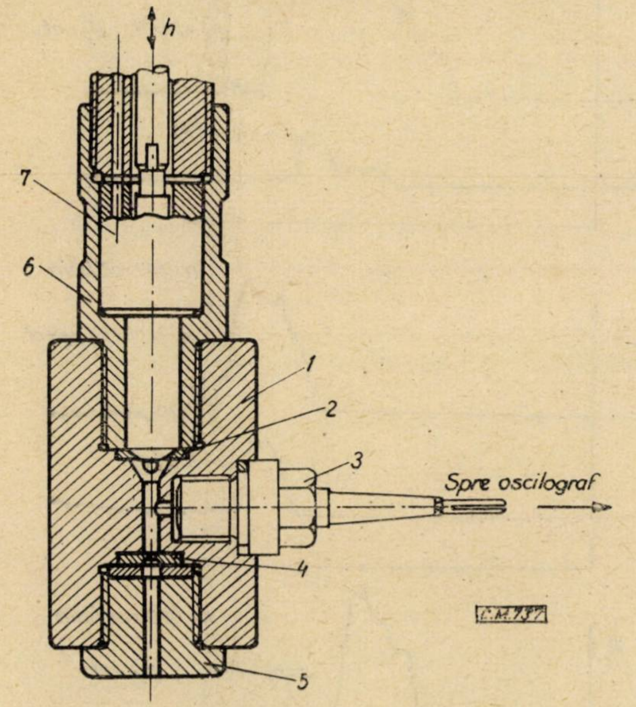


Fig. 4

Pentru a se studia variația presiunii după injector (presiunea în camera pulverizatorului) simultan cu variația presiunii înainte de injector sau cu variația cursei acului, se deconectează traductorul 6 sau 4 și se introduce în schemă dispozitivul prezentat în figura 4.

Corpul dispozitivului 1 se atașează la pulverizatorul 7 prin intermediul racordului 6 și al șaibei metalice 2. Duza 4, fixată cu piesa 5, permite realizarea unei contrapresiuni de pulverizare constante sau variabile, în funcție de debitul de combustibil care trece prin ea. Presiunea din interiorul dispozitivului se măsoară cu traductorul piezoelectric 3.

Principalele caracteristici tehnice ale instalației de injecție încercate sînt redate în tabela 1, iar proprietățile principale ale combustibilului utilizat, în tabela 2.

Influența turației și a debitului asupra presiunii de injecție și cursei acului a fost studiată pentru turații ale pompei de injecție cuprinse între 200 și 900 rot/min, la reglajul normal al pompei de injecție și la presiunea de strîngere a acului injectorului de 145 kgf/cm².

În încercările preliminare aceste influențe au fost urmărite separat. Din oscilogramele ridicate s-a observat că presiunea medie de injecție a crescut cu mărirea debitului (la turația de 800 rot/min), iar durata ridicării și coborîrii acului s-a redus în raport cu întreaga perioadă de injecție. Finețea pulverizării s-a îmbunătățit, atît la creșterea debitului (turația fiind constantă), cît și la creșterea turației (debitul fiind constant).

Tabela 1

Pompa de injecție	
Tipul	U 24 FS 4-8×10
Numărul elementilor	4
Diametrul pistoanelor, mm	8
Cursa pistonului, mm	10
Turația de regim a arborelui pompei, rot/min	900
Turația arborelui la mersul în gol al motorului, rot/min	950
Ordinea de lucru a camelor	1—3—4—2
Injectorul	
Tipul	IG 4×0,275
Numărul orificiilor pulverizatorului	4
Diametrul orificiilor, mm	0,25—0,275
Presiunea de injecție, kgf/cm²	145±5

Tabela 2

Punct de congelare, °C	—15
Densitate relativă la 20°C	0,852
Viscozitate la 20°C, °E	1,4
Viscozitate la 50°C, °E	1,1
Impurități mecanice	lipsă
Apă	lipsă

În figura 5 se prezintă oscilogramele obținute sub influența simultană a debitului și a turației, pompa de injecție fiind astfel reglată încît să întrerupă debitarea la 950 rot/min.

Din oscilogramele obținute la 300 și 400 rot/min se observă că la începutul injecției acul injectorului s-a ridicat întîi pe o distanță mică, apoi s-a lăsat în jos, ulterior avînd loc o ridicare mai pronunțată. La unele turații (sub 300 rot/min) au avut loc mai multe ridicări și coborîri pe durata unei injecții.

Încercările privind finețea pulverizării au arătat că aceasta se înrăutățește la micșorarea turației, deoarece prin ridicarea repetată a acului injectorului se reduce viteza de curgere a combustibilului prin orificiile pulverizatorului.

Forma diferită a oscilogramelor la anumite turații evidențiază modificarea cantității de combustibil acumulat în cilindru în perioada întîrzierii la autoaprindere și în partea finală a injecției. Oscilațiile de presiune care apar la finele injecției favorizează formarea picăturilor de combustibil care, sub influența gazelor arse și temperaturii, pot duce la apariția cocsării și deci la schimbarea secțiunii orificiilor pulverizatorului, depunerile pe vîrful acului sau pe suprafața interioară a pulverizatorului favorizînd și mai mult formarea picăturilor.

Influența temperaturii asupra variației presiunii de injecție și cursei acului a fost studiată la turația de 800 rot/min, la reglajul normal al pompei de injecție și al injectoarelor, temperatura medie a combustibilului în rezervorul de alimentare fiind de 20°C.

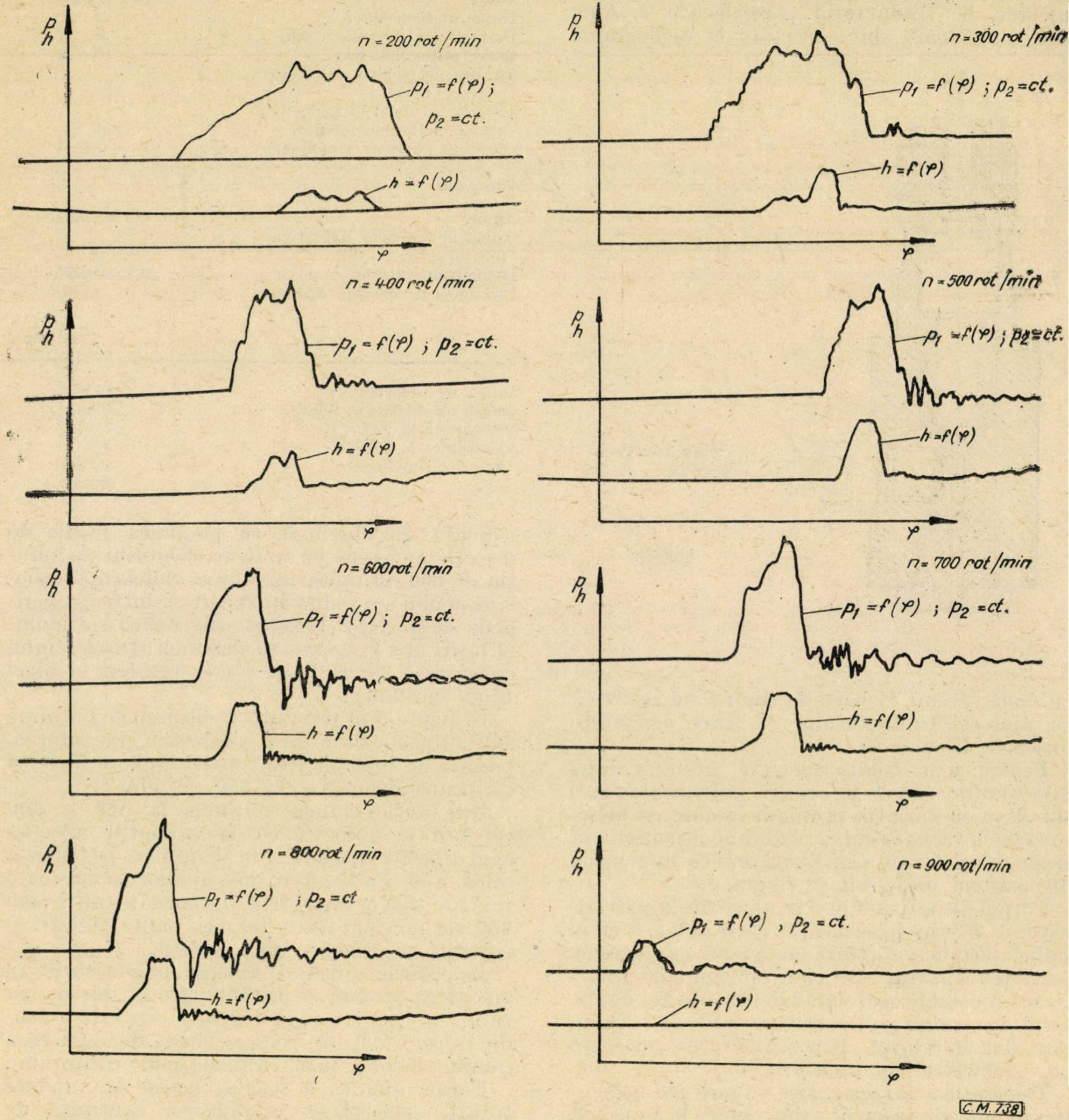


Fig. 5

În prima fază a încercărilor, procesul de injecție a fost urmărit fără ca pulverizatorul să fie încălzit, pentru a se evidenția creșterea temperaturii combustibilului în instalația de injecție; în faza a doua a încercărilor, prin încălzirea pulverizatorului s-a obținut o ridicare a temperaturii combustibilului pînă la circa 100°C. Oscilogramele presiunii și cursei acului din aceste faze sînt redate, respectiv, în figura 6, *a* și în figura 6, *b*.

După 5 minute de funcționare a instalației, fără ca pulverizatorul să fie încălzit, s-a constatat că temperatura combustibilului la ieșirea din pulverizator a crescut, în medie cu 12°C, iar după o oră de funcționare, cu 20°C. Încălzind pulverizatorul pînă cînd temperatura suprafeţei sale a ajuns la 202°C, temperatura combustibilului la ieşirea din pulverizator a fost în medie de 100°C.

În figura 7 se prezintă oscilogramele presiunii şi cursei acului obţinute cu dispozitivul din figura 4, pentru o contrapresiune $p_2 \neq 0$. În acest caz, încălzirea combustibilului s-a făcut cu un încălzitor electric montat pe conducta de presiune, înainte de intrarea în injector.

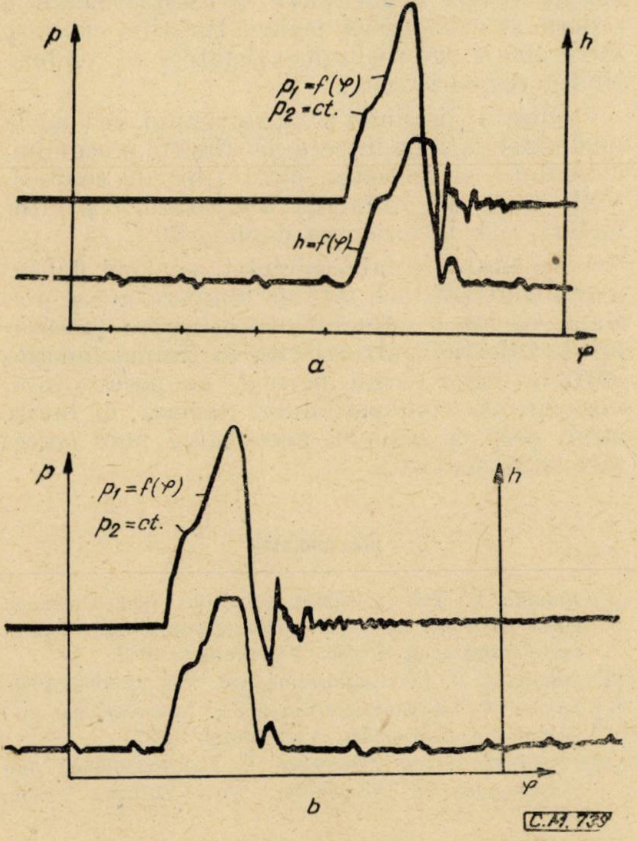


Fig. 6

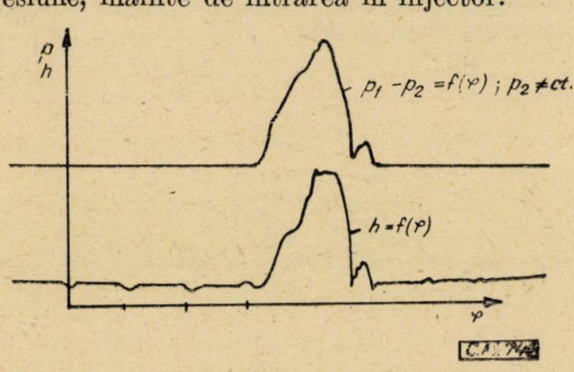


Fig. 7

Oscilogramele presiunii înainte şi după injector ($p_2 \neq 0$) sînt redate în figura 8 (*a*—fără încălzire ; *b* — cu încălzire).

Oscilogramele ridicate la funcţionarea instalaţiei noi cu şi fără încălzirea pulverizatorului, respectiv a conductei de combustibil, arată că temperatura combustibilului influenţează în mică măsură caracterul variaţiei presiunilor şi cursei acului. Forma oscilogramelor se păstrează atît în perioada întîrzierii la autoaprindere, cît şi în partea finală a injecţiei.

În intervalul de temperatură studiat, densitatea relativă a combustibilului s-a micşorat de la 0,852 la 20°C, pînă la 0,788 la 100°C, iar viscozitatea combustibilului a scăzut de la 1,4°E la 20°C, pînă la 1,002°E la 80°C (fig. 9).

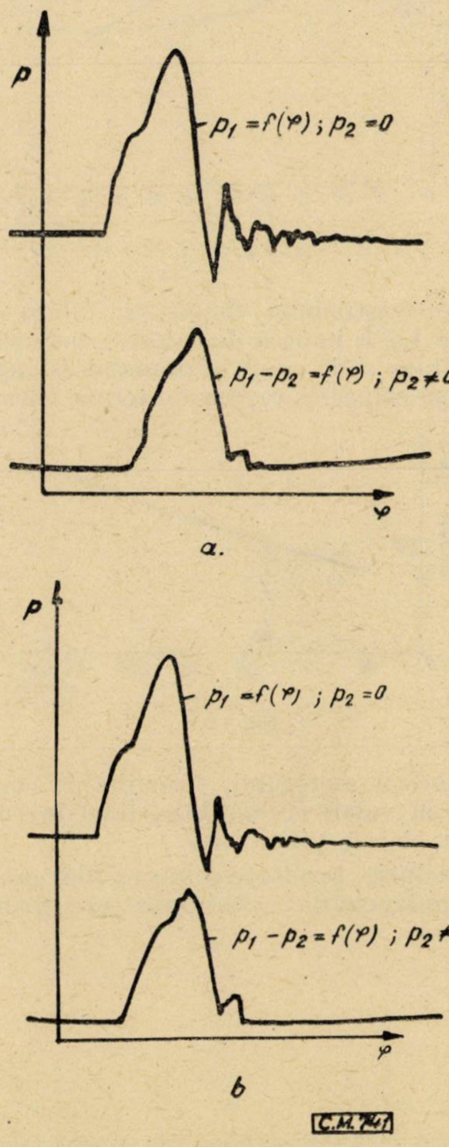


Fig. 8

Dacă se compară influenţa temperaturii asupra viscozităţii cu influenţa presiunii (fig. 10) asupra aceleiaşi mărimi [5], se constată că la presiunea de 140 kgf/cm² viscozitatea este mai mare cu circa 47% decît valoarea corespunzătoare presiunii atmosferice, datorită creşterii temperaturii viscozitatea scăzînd cu circa 35% faţă de valoarea de la 20°C. Se observă deci că în procesul de injecţie, la funcţionarea de regim, cele două influenţe se compensează în mare măsură, în afară de cazul pornirii la temperaturi joase, cînd influenţa presiunii este preponderentă.

În perioada de pornire, cînd temperatura din corpul pulverizatorului este sub 15°C, viscozitatea combustibilului depăşeşte limita superioară de 1,7°E impusă de calitatea pulverizării, de fluiditate şi de uzura sistemului de injecţie. Abia după atingerea regimului termic normal de funcţionare a motorului, viscozitatea combustibilului ia valori acceptabile, fiind în concordanţă cu datele prezentate.

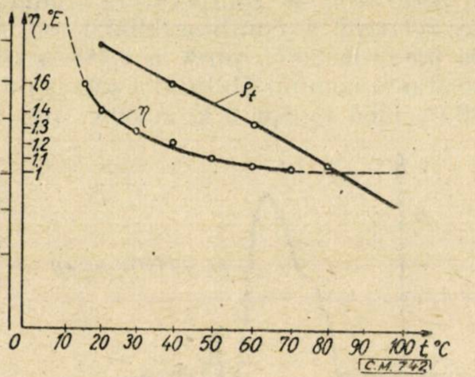


Fig. 9

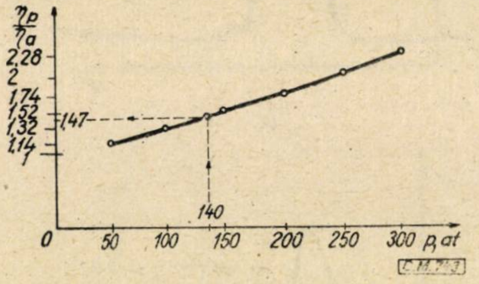


Fig. 10

În concluzie, rezultatele încercărilor arată că fineţea pulverizării se îmbunătăţeşte prin mărirea debitului de combustibil, la turaţie constantă, şi prin mărirea turaţiei, la debit constant. Cum, în general, aceşti factori acţionează simultan, influenţele lor asupra fineţei pulverizării au un caracter antagonist.

Forma legii de injecţie, favorabilă din punctul de vedere al întîrzierii la autoaprindere şi ardere, se evidenţiază pentru turaţiile cuprinse între 400 şi 900 rot/min şi debitele de combustibil corespunzătoare.

Oscilaţiile presiunii şi cursei acului, ce apar la unele instalaţii de injecţie, la sfîrşitul procesului, contribuie la formarea picăturilor de combustibil, care, sub influenţa temperaturii şi altor factori, duc la formarea depunerilor.

Viscozitatea combustibilului, acuzînd dependenţe contradictorii faţă de temperatură şi presiune, nu are o influenţă mare asupra procesului de injecţie (pulverizării), în timpul funcţionării la regim termic normal. La pornire însă, viscozitatea combustibilului variază în limite largi, ceea ce reclamă necesitatea unor cercetări suplimentare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Blaum, E.* Das Einspritzgesetz des schnellaufenden Dieselmaschine. Zeitlicher und mengenmässiger Verlauf der Einspritzung. Berlin, VDI-Verlag, 1942.

[2] *Joseph, I. V.* In : Engineering, vol. 190, nr. 4937, 1960.

[3] *Löhner, K.* Die Brennkraftmaschine. Innenvorgänge und Gestaltung. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1957.

[4] *Pischinger, A.* şi *Pischinger, F.* Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Wien, Springer Verlag, 1957.

[5] *Somov, V. A.* şi *Botkin, P. P.* Toplivo dlia transportnîh dizelei. Sudpromghiz,1963.

[6] *Zeuch, W.* Neue Verfahren zur Messung der Einspritz-Regelmässigkeit von Diesel-Einspritzpumpen. In : MTZ, nr. 9, 1961.

[7] Issledovanie raspîlivania i goreniia dizelnovo toplivo. Moscova, Maşghiz, 1957.

CZ 621.357.7.035.4.001.4 :669.148.63

Controlul chimic — metodă ştiinţifică de reîmprospătare a băilor de cianurare a pieselor din oţel

GHEORGHE SUCEVEANU, ELVIRA IORDĂCHESCU şi ANDREI RADU

Băile de săruri de cianurare utilizate în intervalul de temperaturi de 780 — 870°C au de obicei partea activă formată din cianuri alcaline, cianura de sodiu fiind cea mai folosită datorită activităţii sale, iar suportul neutru format dintr-un amestec de carbonat de sodiu şi clorură alcalină (de potasiu sau mai ales de sodiu)*.

Metodele de control ale eficienţei şi activităţii băilor de cianurare sînt variate. O parte din acestea sînt mai uşor de executat, altele sînt mai laborioase ; o parte sînt obligatorii ; o parte din acestea pot fi eliminate, cu condiţia de a fi suplinite prin altele.

Macrostructura unei probe martor introduse o dată cu piesele reprezintă o metodă rapidă şi uşor de executat direct în atelier.

Mai rapide şi mai moderne sînt însă metodele de determinare a potenţialului de carbon şi azot cu ajutorul foiţelor, aşchiilor sau reţelelor de sîrmă subţire [1]. Aceste metode se pot folosi atît în atelier, cît şi ulterior pentru analiza chimică a conţinutului în carbon şi azot a pieselor din oţel cianurate.

Duritatea (şi eventual microduritatea) este, de asemenea, o metodă rapidă care poate fi executată în atelier sau în laboratorul respectiv.

Microstructura stratului cianurat reprezintă o metodă care necesită un timp mai îndelungat, o calificare mai înaltă şi o aparatură mai complexă ; stratul unei probe din oţel OLC15 cianurată într-o baie formată din 30% NaCN, 45% Na_2CO_3 şi 25% NaCl, la temperatura de 850°C, timp de două ore, va arăta ca în figura 1 (atac nital 2%, mărire 100/1).

Conţinutul în carbon şi azot, realizat în stratul cianurat, constituie o metodă de durată şi necesită personal calificat.

Metoda de control al procesului de cianurare prin analiză chimică periodică a topiturii, deşi reprezintă o metodă care necesită, de asemenea timp şi personal calificat, este absolut obligatorie în condiţiile în care se urmăreşte aplicarea în atelierele de tratamente termodinamice a metodelor ştiinţifice de control şi reîmprospătare a băilor. Realizarea unui control riguros prin analiza chimică periodică a băilor şi reîmprospătarea lor în conformitate cu rezultatele acestui control asigură obţinerea unor straturi de adîncime şi duritate corespunzătoare date cu un conţinut de carbon şi azot în limite optime. Analiza periodică a băilor de săruri nu înlocuieşte celelalte metode menţionate anterior; efectuîndu-se însă înainte de cianurarea pieselor, preîntîmpină obţinerea unor straturi de difuzie de adîncime, duritate şi compoziţie necorespunzătoare.

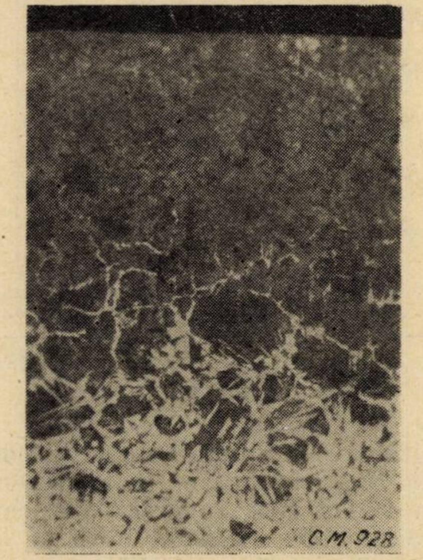


Fig. 1

În cazul băilor de cianurare folosite în intervalul de 780 — 870°C, evident că limitele în care pot varia componenţii topiturii sînt variabile; numeroase cercetări efectuate pînă acum (unele în cadrul I.C.T.C.M.) au arătat că este necesar să se efectueze analiza chimică după un interval de 3 — 4 ore, în baza căreia să se introducă adaosurile de reîmprospătare. Fără îndoială că, pentru o baie aleasă şi exploatată în anumite condiţii existente (temperatură, durată, încărcătură etc.), controlul prin analize chimice nu va mai fi necesar înainte de fiecare reîmprospătare ci la intervale mai rare stabilite după fiecare caz în parte.

Într-o baie de săruri de cianurare, în care iniţial s-au introdus, de exemplu, cianură, carbonat şi clorură de sodiu, după o perioadă de funcţionare se mai formează un component activ al băii, şi anume cianatul de sodiu format în urma oxidării cianurii, după reacţia (1) :

$$2NaCN + O_2 = 2NaCNO. \qquad (1)$$

---

* Recent s-a pus la punct la I.C.T.C.M. o baie de săruri de cianurare, în care cianura alcalină, substanţă extrem de toxică, scumpă şi procurată prin import, a fost înlocuită cu cianat alcalin provenit din uree şi carbonat, substanţă netoxice, ieftine şi uşor de procurat. Metodele de control prezentate sînt valabile şi pentru baia de săruri elaborată de I.C.T.C.M.

O a doua particularitate importantă a băilor de cianurare o constituie creşterea continuă a conţinutului în carbonat de sodiu, ca urmare a carbonatării cianatului (şi respectiv eliberării elementelor active, carbonul şi azotul), după reacţia (2) :

$$4\ NaCNO = Na_2CO_3 + 2NaCN + C + 2N + 1/2\ O_2. \quad (2)$$

Aşadar, cinetica complexă a interacţiunii sistemului componenţilor topiturii şi influenţa parametrilor exteriori (temperatură, timp etc.) duc la necesitatea determinării unor metode de analiză specifice acestora, cu toate că pentru fiecare component luat separat sînt cunoscute metode clasice de analiză chimică.

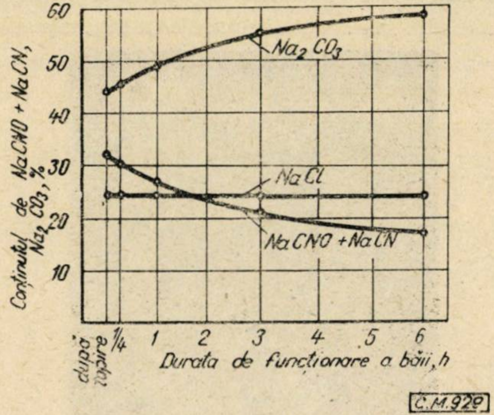


Fig. 2

Într-o baie cu 30% NaCNO (provenit din uree şi carbonat de sodiu), 45% Na_2CO_3 şi 25% NaCl, variaţia compoziţiei chimice a sărurilor din componenţa băii cu durata de funcţionare a acesteia se prezintă ca în figura 2.

Pînă la o durată de 4 ore de funcţionare la temperatura de 870°C s-a constatat, din cercetări, că baia cu un conţinut de 30% NaCNO realizează, pe probe din oţel OLC15, într-o oră, o adîncime de strat de 0,25 mm, un conţinut de carbon de minimum 0,8 — 0,9% cu un conţinut minimum de azot de 0,60 — 0,80% şi o duritate de circa 800 HV_{10} (după călire). Peste 4 ore de funcţionare, cînd analiza chimică a arătat că conţinutul în substanţe active (NaCNO şi NaCN) a scăzut sub 20%, baia a fost reîmprospătată cu cantitatea necesară de NaCNO, astfel încît să se ajungă din nou la un conţinut de circa 30%; rezultatele obţinute în aceste condiţii, în continuare, au fost corespunzătoare.

Cercetări corespunzătoare efectuate în laboratoarele I.C.T.C.M. au urmărit să se stabilească metode de analiză a componenţilor băilor de cianurare amintiţi ca : NaCN, NaCNO, Na_2CO_3 şi NaCl ; s-a căutat şi adaptat, la specificul băilor de săruri topite, metode [1], [2], [3], [4], care să fie atît exacte cît şi rapide şi uşor de efectuat în condiţiile unui laborator uzinal cu dotare medie, astfel încît durata unei analize să nu constituie o frînă în desfăşurarea normală a producţiei atelierului de tratament termochimic.

Probele de sare se obţin prin introducerea în baie şi scoaterea rapidă a unei baghete ceramice care a fost în prealabil încălzită. Stratul subţire de sare care acoperă bagheta se scutură şi se repetă operaţia pînă se obţine o cantitate suficientă pentru analiză. Dacă bagheta se încălzeşte prea tare stratul de sare devine aderent la suprafaţa acesteia desprinderea făcîndu-se cu mare greutate. În acest caz, bagheta trebuie lăsată să se răcească. Scoaterea probei se poate face şi cu o baghetă din oţel polizat, dar există pericolul ca stratul de sare să fie impurificat cu oxizi de fier.

Sarea sfărîmată fin într-un mojar de fontă se păstrează în vas închis.

În scopul determinării conţinutului de cianură de sodiu [1], [3], din proba luată se cîntăresc 0,5 gf şi se dizolvă la rece în 100 cm^3 apă distilată, într-un pahar Ehrlenmeyer. La soluţia obţinută se adaugă 2 — 3 picături de iodură de potasiu (10%) şi 3 — 4 picături de amoniac concentrat. Se titrează apoi cu soluţie de azotat de argint n/100, pînă la apariţia primei tulbureli, aceasta putînd fi observată foarte uşor dacă sub paharul în care se face titrarea se pune o hîrtie neagră. Este important ca azotatul de argint să se adauge picătură cu picătură, iar vasul să fie puternic agitat în timpul titrării. Conţinutul de cianură de sodiu se determină cu relaţia :

$$NaCM = \frac{AgNO_3\ n/10\ (cm^3) \cdot 0{,}98}{\text{greutatea probei (gf)}},\ \%.$$

Cum dizolvările la cald se fac mult mai rapid s-a dovedit în acest caz, prin încercări repetate, că dizolvarea la cald atrage după sine micşorarea cantităţii de cianură din probă, aceasta explicîndu-se prin faptul că o parte din cianura de sodiu trece prin încălzire în carbonat de sodiu. Deci, dizolvarea la rece este absolut obligatorie în cazul determinării cianurii de sodiu.

Pentru determinarea conţinutului de cianat de sodiu [1], [2], [4] se cîntăreşte din aceeaşi probă 1 gf şi se dizolvă în 100 cm^3 de apă distilată rece, la care se adaugă apoi 5 cm^3 acid sulfuric (d = 1,84), operaţia făcîndu-se sub o nişă bine ventilată. Soluţia obţinută se fierbe puţin pentru îndepărtarea acidului cianhidric produs. În felul acesta azotul aflat sub formă de cianat se fixează sub formă de sulfat de amoniu ; acesta în prezenţa hidroxidului de sodiu formează amoniacul care prin operaţia de distilare este pus în libertate şi absorbit într-o soluţie de acid clorhidric. Soluţia obţinută este trecută într-un balon Kjeldahl de 750 cm^3 în care s-au adăugat, în prealabil, 50 cm^3 dintr-o soluţie de NaOH 50% fiartă şi răcită şi circa 200 cm^3 apă distilată. Trecerea soluţiei din pahar în balonul din care se distilează se face spălînd bine paharul. Balonul Kjeldahl se leagă apoi la un condensator spiralat, al cărui tub de acumulare se scufundă într-un pahar de 400 cm³ în care se află o cantitate de acid clorhidric n/10, exact măsurată cu biureta — şi în exces — şi la care s-a adăugat roşu de metil ca indicator. Se distilează cel puţin 150 cm³ de lichid. Dacă în timpul distilării acidul clorhidric din paharul în care se prinde distilatul nu mai este în exces faţă de amoniacul absorbit, fenomen ce poate fi urmărit prin virarea indicatorului, se mai adaugă încă o cantitate bine măsurată de acid clorhidric, astfel ca în tot timpul distilării să existe un exces de acid clorhidric. Schema aparatului folosit la determinarea cianatului de sodiu este dată în figura 3, în care s-au reprezentat: balonul de distilare *1*, recipientul cu pîlnie *2*, răcitorul *3* şi paharul *4*.

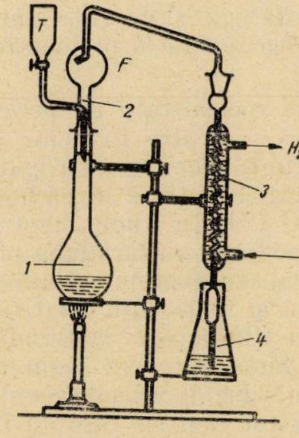


Fig. 3

Cînd distilarea a fost efectuată se desface refrigerentul care se spală, apele de spălare prinzîndu-se în paharul cu distilatul. Excesul de acid clorhidric se titrează apoi cu hidroxid de sodiu n/10 :

$$\mathrm{NaCNO} = \frac{[\mathrm{HCl\ n/10\ (cm^3)} - \mathrm{NaOH\ n/10\ (cm^3)}\ 0{,}65]}{\text{greutatea probei (gf)}},\ \%.$$

Această metodă impune respectarea strictă a măsurilor de protecţie a muncii, deoarece se formează acid cianhidric. La montarea aparatului trebuie realizată o etanşare perfectă pentru a nu avea scăpări de amoniac, ceea ce duce la obţinerea unor rezultate mai mici.

Este indicat ca în balonul de distilare să se introducă cîteva bucăţele de porţelan, pentru a ajuta fierberea.

Pentru determinarea carbonatului de sodiu [1], [2] se dizolvă 0,5 gf din proba de analizat în 100 cm³ de apă distilată rece într-un pahar Ehrlenmeyer; se precipită carbonatul de sodiu sub formă de carbonat de bariu adăugînd 25 cm³ soluţie de clorură de bariu 10%. Se astupă paharul cu un dop de cauciuc, după ce s-a agitat puţin şi se lasă cel puţin două ore. După aceasta se filtrează carbonatul de bariu prin hîrtie de filtru bandă albastră şi se spală foarte bine cu apă conţinînd 1% clorură de bariu. După aceea hîrtia de filtru cu precipitat este introdusă tot în paharul în care s-a făcut precipitarea şi se adaugă circa 100 ml apă distilată, 4—5 picături roşu de metil ca indicator şi acid clorhidric n/10 în cantitate măsurată cu biureta şi în exces. Se fierbe soluţia cîteva minute pentru eliminarea bioxidului de carbon rezultat prin dizolvarea carbonatului de bariu în acid clorhidric. Soluţia se răceşte apoi, iar excesul de acid clorhidric n/10 se titrează cu hidroxid de sodiu n/10 :

$$\mathrm{Na_2CO_3} = \frac{[\mathrm{HCl\ n/10\ (cm^3)} - \mathrm{NaOH\ n/10\ (cm^3)}]\ 0{,}53}{\text{greutatea probei (gf)}},\ \%.$$

La determinarea carbonatului de sodiu din băile de cianurare unde se află în prezenţă cianura de sodiu trebuie avut în vedere că aceasta din urmă se carbonatează prin încălzire; de aceea, dizolvarea şi precipitarea carbonatului de sodiu sînt obligatorii la rece.

În scopul determinării clorurii de sodiu [2], [4] se dizolvă 0,5 gf din probă în 50 cm³ soluţie de formaldehidă într-un pahar Ehrlenmeyer. La soluţia obţinută se adaugă 5 cm³ soluţie de formaldehidă 30% după care se lasă să stea 15 min. Se diluează apoi la 150 cm³, se adaugă 5 cm³ acid azotic şi un exces de azotat de argint n/10 măsurat cu biureta. Se încălzeşte paharul cîteva minute pentru coagularea precipitatului de clorură de argint format, se adaugă 5 cm³ soluţie saturată de alaun feric ca indicator şi se titrează cu o soluţie de sulfocianură de amoniu n/10. Punctul final este indicat de apariţia unei cloruri persistente roşu-maroniu. Relaţia utilizată este :

$$\mathrm{NaCl} = \frac{[\mathrm{AgNO_3\ n/10\ (cm^3)} - \mathrm{NH_4SCN\ n/10\ (cm^3)}]\,0{,}5845}{\text{greutatea probei (gf)}},\ \%.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schaaber, O.* Überwachung von Salzbädern für die Warmebehandlung. In : Draht Fachzeitschrift, nr. 3, 1958, p. 85—89.

[2] *Blok, N. I.* Kacestvennîh himiceskii analin. Moscova, Leningrad, Gosudarstvennoe nauco-tehniceskoe izdatelstvo himiceskoi literaturî, 1952, 500 pag.

[3] * * *Metals Handbook, vol. 2. Ohio, ASM, 1964, 132 pag.

[4] *Cangfort, K. E.* Analyse de bains de galvanoplastie. Paris, Eyrolles, 1960, 158 pag.

[5] *Borchert, O.* Die Kaliumcyanatbestimmung in Nitriersalzbädern. In : Der Maschinenbau, nr. 12, 1961, p. 512.

CZ 621.9.048.4 :621.3.035.2

Influenţa materialului şi geometriei electrodului sculă asupra parametrilor de prelucrare cu scîntei electrice a pieselor din oţel C 120

ALEXANDRU NICHICI

Problema determinării prin calcul a caracteristicilor tehnologice (prelevarea de material, precizia prelucrării şi calitatea suprafeţelor) la prelucrarea dimensională cu scîntei electrice este în prezent încă nerezolvată. Încercările efectuate în această direcţie, prezentate în literatura de specialitate, pornesc fie de la generalizarea unor rezultate obţinute exclusiv pe cale experimentală [1], fie de la combinarea datelor experimentale cu consideraţii teoretice deduse din studiul efectului eroziv al unor descărcări electrice izolate [2].

Din cauza complexităţii fenomenului electroeroziv în condiţiile reale ale prelucrării, relaţiile de calcul obţinute referitoare, de altfel, la numai o parte din caracteristicile tehnologice, au un domeniu de aplicabilitate îngust şi presupun introducerea şi determinarea unui număr însemnat de coeficienţi de corecţie.

În această situaţie stabilirea unei metodologii ştiinţifice de determinare pe cale experimentală a tehnologiei de prelucrare — inclusiv criteriile pentru alegerea materialului sculei — şi aplicarea acesteia în cazurile cele mai frecvente ale prelucrării cu scîntei electrice se impun ca o sarcină de actualitate.

Pe această linie, în lucrarea de faţă se propune stabilirea parametrilor de prelucrare cu scîntei electrice a orificiilor profilate în piese de oţel C 120 (STAS 3611 — 58), în cazul utilizării unor instalaţii de prelucrare echipate cu generatoare de impulsuri de relaxare, insistîndu-se cu precădere asupra influenţei materialului şi geometriei electrodului sculă.

Din faptul că, la descărcarea electrică sub formă de scînteie, energia impulsului de curent electric se repartizează între anod şi catod într-un mod bine determinat, corespunzător caracteristicilor impulsului şi materialelor ambilor electrozi [3], rezultă că nu poate exista un material universal pentru electrodul sculă, utilizabil în condiţii avantajoase la prelucrarea cu orice regimuri de lucru a oricăror metale şi aliaje.

Prima problemă care se pune este deci alegerea materialului celui mai corespunzător pentru sculă, în funcţie de materialul de prelucrat şi regimul de lucru. Se precizează că criteriul tehnologic fundamental pentru aceasta trebuie să fie uzura relativă volumetrică întrucît ea determină, în condiţii de lucru date, numărul de treceri succesive, precizia, şi în ultimă instanţă rentabilitatea prelucrării.

Practica prelucrării cu scîntei electrice a pieselor din oţel utilizează în mod curent pentru confecţionarea electrozilor sculă : cupru, alamă, bronz, aluminiu şi fontă cenuşie (mai rar).

Care din aceste materiale va asigura caracteristici tehnologice optime la prelucrarea pieselor din oţel C 120?

Literatura de specialitate nu permite determinarea univocă şi riguros fundamentată a materialului pentru electrozii sculă asigurînd caracteristici tehnologice optime la prelucrarea pieselor din oţel C 120. În unele lucrări [4], [5], neglijîdu-se specificul materialului prelucrat şi regimul de lucru, se introduc noţiuni ca productivitate relativă şi rezistenţă relativă la uzură corespunzătoare diferitelor materiale ale electrozilor sculă, fără indicarea regimului de lucru, particularităţilor operaţiei executate şi materialului prelucrat pentru care au fost determinate. La prelucrarea oţelului se face abstracţie de variaţia proprietăţilor fizice şi mecanice ale oţelurilor în funcţie de prezenţa şi proporţia elementelor de aliere, precum şi de prelucrarea şi tratamentul termic la care au fost supuse — lucrările considerate recomandă folosirea pentru electrozii sculă a cuprului şi alamei.

În alte lucrări [6], [7], [8] se enunţă criterii deduse pe cale teoretică pentru aprecierea stabilităţii relative la eroziune electrică a materialelor. Ordinea descreşterii stabilităţii relative a materialelor curent folosite ca electrozi sculă ar fi [6] : cupru, fontă cenuşie, alamă, aluminiu în raportul 1 :0,23 : 0,16 : 0,15. După alte lucrări, ordinea descreşterii stabilităţii relative ar fi [7] : cupru, aluminiu, alamă, fontă cenuşie în raportul : 1 :0,5 :0,06 :0,03 ; sau [8] : fontă cenuşie, aluminiu, cupru, alamă în raportul : 1 : 0, 94 : 0,61 : 0,5.

În aceste condiţii, cînd cercetările teoretice dau rezultate contradictorii, iar datele experimentale sînt insuficiente şi nu întotdeauna interpretate în mod riguros, sarcina tehnologului specializat în prelucrarea cu scîntei electrice este dificilă.

În consecinţă, s-a impus verificarea pe cale experimentală, în condiţiile prelucrării pieselor din oţel C 120, a influenţei pe care o exercită asupra caracteristicilor tehnologice materialul din care sînt confecţionaţi electrozii sculă.

În acest scop s-au utilizat electrozi sculă din cupru, aluminiu, alamă Am 58 şi fontă cenuşie Fc 18, avînd secţiunea transversală de 20 × 10 mm, cu care s-au executat orificii străpunse cu adîncimea de 8 mm în plăci din oţel C 120 netratat termic. Experimentarea s-a efectuat pe o instalaţie de prelucrare cu scîntei electrice de tip VJK-3 în regimuri de degroșare, întrucît la acestea se îndepărtează cantitatea cea mai mare de material și, prin urmare, problema stabilității la eroziune electrică a sculei are o importanță de prim ordin. Caracteristicile regimurilor de lucru folosite sînt indicate în tabela 1.

Tabela 1

Treapta de lucru	C, µF	Tensiune de alimentare c.c., V	Tensiune de lucru nominală, V	Curent de lucru nominal, A	W_i, Joule	f_{max}, kHz	P_{max}, W
9	90	170	120	6,4	0,72	0,43	313
10	90	260	210	9,8	1,72	0,43	746
11	500	170	120	16	4,0	0,2	800
12	500	260	210	25	9,52	0,2	1900

Ca lichid de lucru s-a utilizat petrol.

Rezultatele cercetării experimentale sînt indicate în tabela 2 în care V reprezintă productivitatea prelucrării, mm³/min ; u_v — uzura relativă volumetrică a sculei, % ; 2Δ — jocul lateral dintre sculă și piesă, mm ; $K = \frac{D-d}{l}$ — conicitatea longitudinală a orificiilor prelucrate ; H_1 — adîncimea stratului alb, µm ; H_2 — adîncimea stratului modificat termic, µm și H_3 — adîncimea de pătrundere a microfisurilor în stratul de suprafață al materialului prelucrat, µm.

Tabela 2

Materialul electrodului sculă	Regim de lucru			Productivitate	Uzură relativă volumetrică	Joc lateral 2Δ		Conicitate	Rugozitate (STAS 5730—57)		Strat de suprafață	
	Treapta de lucru	U_{lucru}, V	P_{medie}, W	V, mm³/min	u_v, %	min, mm	max, mm	K	R_a, µm	H_1, µm	H_2, µm	H_3, µm
Fontă Fc 18	9	110	275	19,2	9	0,46	0,49	1 : 147	50	15	—	—
,,	10	180	580	53,7	11,8	0,58	0,64	1 : 135	50	25	—	13,8
,,	11	110	700	77	19,6	0,79	0,88	1 : 116	50	34,6	—	27,8
,,	12	180	1670	165	29,5	1,0	1,15	1 : 76	100	40,0	—	27,8
Aluminiu	9	110	275	20,6	11	0,49	0,51	1 : 52	50	17,1	104	—
,,	10	180	580	50	17,7	0,66	0,71	1 : 49	100	27	278	—
,,	11	110	700	74	31,8	0,86	0,98	1 : 42	100	36,9	—	34,6
,,	12	180	1670	161	33,5	1,28	1,55	1 : 25	100	41,5	—	28
Cupru	9	110	275	21,6	33,5	0,4	0,46	1 : 60	100	23	102	27,8
,,	10	180	580	66	34,5	0,54	0,59	1 : 54	100	40	694	416
,,	11	110	700	86	40	0,7	0,83	1 : 52	100	46	—	555
,,	12	180	1670	190	48,5	0,9	1,07	1 : 31	100	48,4	—	48,4
Alamă Am 58	9	110	275	18	68	0,34	0,35	1 : 58	100	9,2	—	—
,,	10	180	580	49,9	72	0,45	0,47	1 : 54	100	13,8	103	—
,,	11	110	700	72	85	0,52	0,57	1 : 50	100	20,8	—	—
,,	12	180	1670	160	94	0,64	0,72	1 : 35	100	26,8	—	69

Din analiza tabelei 2 se constată că, în discordanță cu majoritatea criteriilor menționate, în cazul prelucrării pieselor din oțel C 120 stabilitatea cea mai ridicată, și, respectiv, uzura relativă volumetrică cea mai scăzută o prezintă electrozii sculă din fontă cenușie. Urmează, în ordinea creșterii lui u_v, aluminiul, cuprul, alama. Fonta cenușie prezintă o uzură relativă volumetrică de 3 — 7 ori mai mică decît alama, de 1,5—3,5 ori mai mică decît cuprul și de 1,1—1,6 ori mai mică decît aluminiul. Cercetările efectuate au confirmat calitativ numai criteriul indicat într-o singură lucrare [8].

Contradicțiile care apar între majoritatea criteriilor teoretice de apreciere a stabilității la eroziune electrică a diferitelor materiale și rezultatele experimentale în condițiile prelucrării pieselor din oțel C 120 ar putea fi explicate după cum se menționează în continuare.

În primul rînd, criteriile teoretice au fost deduse pe baza studierii proceselor electrotermice dintr-o scînteie electrică singulară, făcîndu-se abstracție de interacțiunea dintre descărcările electrice succesive și de prezența în spațiul de lucru a produselor eroziunii în cazul procesului de prelucrare.

În condițiile reale ale prelucrării, acești factori influențează în mare măsură volumul și modul de repartiție a energiei transmise electrozilor și deci eroziunea electrotermică a acestora. În afară de aceasta, prezența particulelor metalice de mare duritate prelevate în interstițiul de lucru creează condiții pentru distrugerea mecanică a electrozilor. Ca urmare a apariției și a dilatării canalului descărcării în timpul dezvoltării impulsului de curent, în lichidul de lucru se generează unde de șoc hidraulice care antrenează în mişcare produsele de eroziune; acestea, lovindu-se de suprafaţa electrozilor, determină eroziunea lor. De asemenea este probabilă, în condiţiile date, eroziunea suplimentară prin cavitaţie a electrozilor.

Deoarece în cazul utilizării electrozilor din fontă cenuşie şi aluminiu, jocurile laterale dintre sculă şi piesă au valori mai mari decît în cazul celor din alamă şi cupru (tabela 2), evacuarea produselor eroziunii se face în condiţii mai bune şi probabilitatea distrugerii mecanice a sculei este mai redusă. Pe de altă parte şi duritatea fontei cenuşii este mai mare în raport cu celelalte materiale încercate, ceea ce micşorează şi mai mult posibilitatea distrugerii mecanice a sculelor din acest material.

În al doilea rînd, prezenţa în fonta cenuşie a grafitului, material cu stabilitate ridicată la eroziune electrică, îmbunătăţeşte stabilitatea acesteia la eroziune electrotermică.

Aceste consideraţii permit să se tragă concluzia că la aprecierea factorilor ce determină uzura sculei trebuie avute în vedere şi unele proprietăţi mecanice, cum ar fi: duritatea, modulul de elasticitate, coeficientul de dilatare liniară etc.

Rezultatele cercetării experimentale (tabela 2) arată că materialul electrodului sculă exercită o influenţă sensibilă şi asupra celorlalţi parametri de prelucrare şi, în special, asupra valorii jocului lateral dintre sculă şi piesă, asupra conicităţii orificiilor prelucrate şi asupra modificărilor structurale din stratul superficial al materialului prelucrat. În legătură cu valoarea jocului lateral dintre sculă şi piesă, care influenţează precizia prelucrării, trebuie remarcată existenţa unei împrăştieri determinate a valorilor singulare în jurul valorilor medii, ca o consecinţă a instabilităţii procesului de prelucrare în cazul utilizării generatoarelor de impulsuri de relaxare.

Influenţa materialului sculei asupra productivităţii prelucrării şi rugozităţii suprafeţelor prelucrate este mică şi poate fi practic neglijată.

Se remarcă faptul că, în raport cu celelalte materiale încercate, electrozii sculă din fontă cenuşie asigură caracteristici tehnologice dintre cele mai favorabile.

Astfel, valorile ridicate ale jocului lateral, în cazul sculelor din fontă cenuşie, favorizează o uzură relativă redusă a sculei şi permit străpungerea unor orificii de adîncime mai mare cu o scădere mai mică a productivităţii, datorită condiţiilor mai bune de evacuare a produselor eroziunii. Conicitatea orificiilor prelucrate obţine valori minime ce variază între 1 :76 şi 1 :147.

Superioritatea sculelor din fontă cenuşie, în cazul prelucrării pieselor din oţel C 120, în regimuri de lucru dure, este evidenţiată şi prin clasa de netezime mai ridicată a suprafeţelor prelucrate, prin valorile mai reduse ale adîncimii stratului alb de fuziune şi, în special, prin valorile minime ale adîncimii de pătrundere a microfisurilor în stratul de suprafaţă al materialului prelucrat (tabela 2); aceasta permite stabilirea unor adaosuri de prelucrare mai reduse pentru trecerile următoare.

Cercetările efectuate au mai demonstrat că, în afara caracteristicilor de material, o influenţă deosebit de importantă asupra parametrilor de prelucrare cu scîntei electrice este exercitată de către caracteristicile geometrice ale prelucrării, neglijate în mare măsură în literatura de specialitate.

Astfel, deşi problemele legate de elementele constructive ale electrodului sculă sînt în bună parte rezolvate, utilizîndu-se în funcţie de specificul operaţiei electrozi masivi simpli sau în trepte şi electrozi găuriţi [4], factori geometrici determinanţi pentru condiţiile de prelucrare, cum ar fi mărimea şi forma suprafeţei transversale a sculei, sînt fie neglijaţi, fie numai amintiţi fără a fi aprofundaţi [9].

Într-o lucrare anterioară [10], pe baza analizei mecanismului generării şi dezvoltării impulsurilor de curent electric în spaţiul de lucru în cazul instalaţiilor de prelucrare echipate cu generatoare de impulsuri de relaxare, s-a evidenţiat şi explicat influenţa mărimii suprafeţei de interacţiune electrod sculă — piesă S asupra productivităţii prelucrării V şi uzurii relative volumice u_v a sculei (fig. 1).

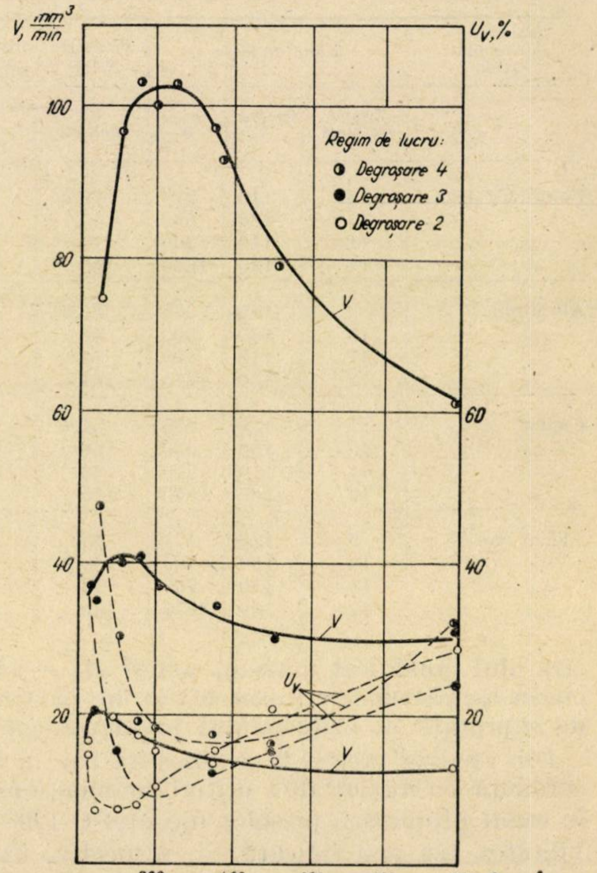


Fig. 1

Diagrama din figura 1 a fost ridicată cu o instalație Erosimat *C*, folosindu-se petrolul ca lichid de lucru.

Dependența productivității prelucrării și uzurii relative volumice a sculei la aceeași treaptă de lucru a unei instalații de prelucrare cu scîntei electrice de mărimea suprafeței prelucrate arată, pe de o parte, necesitatea corelării raționale a regimurilor de lucru cu mărimea suprafețelor de prelucrat și, pe de altă parte—întrucît maximul productivității se suprapune în mare parte cu minimul uzurii sculei—determină posibilitatea optimizării procesului de prelucrare.

Cercetarea experimentală efectuată a arătat că influența mărimii suprafeței *S* asupra preciziei prelucrării, în particular asupra jocului lateral dintre sculă și piesă (fig. 2), important pentru subdimensionarea corectă a sculei, poate fi neglijată.

Pentru a studia influența formei secțiunii transversale a electrodului sculă asupra parametrilor de prelucrare s-au confecționat scule de secțiune triunghiulară, pătrată, hexagonală și circulară, cu suprafața de 200 mm², din fontă cenușie Fc 18. Cu ajutorul acestora s-au prelucrat orificii străpunse în plăci din oțel C 120 netratat termic, cu grosimea de 8 mm. Experimentarea s-a efectuat pe o instalație Erosimat *C* cu regimul de lucru degroșare *4*, caracterizat prin $U_{str} = 150$ V, $C = 50$ μF, $I_{s.c.} = 13{,}5$ A și $f_{max} = 300$ Hz.

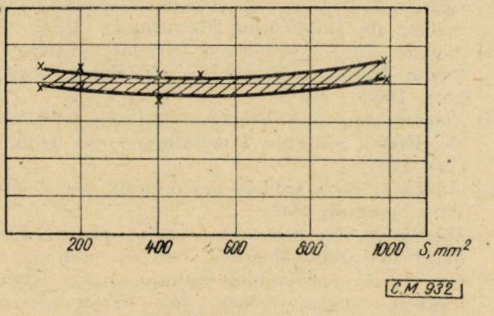


Fig. 2

Dintre caracteristicile tehnologice s-au urmărit productivitatea prelucrării, uzura relativă în volum a sculei și jocul lateral dintre sculă și piesă (fig. 3).

Dintre acestea, cea mai mare importanță din punct de vedere tehnologic o prezintă jocul lateral, care, așa cum se vede în figura 3, scade pe măsura creșterii numărului laturilor poligonului regulat din secțiunea transversală a sculei.

Se remarcă în plus faptul că, spre deosebire de cazul utilizării sculelor de secțiune circulară la care jocul lateral are, practic, aceeași valoare de-a lungul întregului perimetru, în cazul sculelor de secțiune triunghiulară, pătratică și hexagonală jocul lateral obține valori mai mari în dreptul vîrfurilor acestora.

În dreptul vîrfurilor secțiunilor poligonale se constată, de asemenea, rotunjirea profilurilor transversale ale electrozilor sculă și piesă, fenomen remarcat de toți cercetătorii aspectelor tehnologice ale prelucrării cu scîntei electrice [3], [4], [5], [7], dar insuficient explicat.

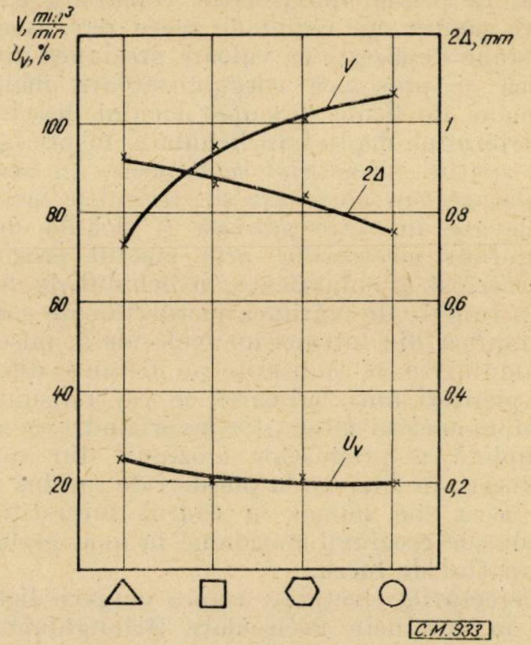


Fig. 3

Constatările expuse privind influența formei secțiunii transversale a sculei asupra valorii jocului lateral pot fi explicate dacă se consideră fenomenele hidrodinamice ce au loc în spațiul de interacțiune sculă-piesă (fig. 4).

Înainte de apariția descărcării prin scînteie în spațiul dintre scula *1* și piesa *2*, lichidul de lucru *3* (petrol) poate fi considerat în regim hidrostatic. După străpungerea electrică a dielectricului și formarea canalului descărcării, prin lichidul de lucru se transmite aproape instantaneu o undă de șoc.

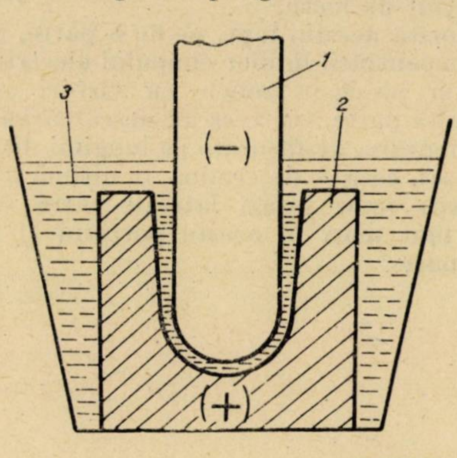


Fig. 4

Pe măsura dilatării canalului descărcării asupra lichidului din interstițiul sculă-piesă se exercită o presiune inerțială ce poate fi considerată, în primă aproximație, constantă ca valoare pentru un regim de lucru dat. Această presiune depășește ca valoare presiunea atmosferică și presiunea corespunzătoare înălțimii coloanei de lichid deasupra locului descărcării și determină deplasarea lichidului înspre ieșirea din spațiul interstițial sculă-piesă. În această deplasare sînt antrenate și particulele metalice prelevate în stare gazoasă și lichidă de pe suprafața electrozilor prin efectul eroziv al descărcării și solidificate în lichidul de lucru.

În funcție de mărimea pierderilor de sarcină hidraulică din interstițiul sculă-piesă, mișcarea lichidului se va transmite pe distanțe diferite. La pierderi mici, mișcarea se va transmite și în afara acestui interstițiu favorizînd evacuarea completă a produselor eroziunii din spațiul de lucru, în timp ce la pierderi de sarcină mari va avea loc numai în cadrul interstițiului, produsele eroziunii staționînd în mod prelungit în spațiul de lucru.

Cercetările efectuate asupra curgerii lichidelor în conducte necirculare (triunghiulare și pătratice) [11] au demonstrat că omotetia curbelor izotahice cu conturul conductei nu este respectată tocmai în dreptul vîrfurilor secțiunii conductelor poligonale și că de-a lungul muchiilor longitudinale corespunzătoare acestor vîrfuri au loc mișcări secundare cu caracter local și chiar stagnări ale mișcării lichidului.

Considerînd porțiunea longitudinală a interstițiului sculă-piesă ca o conductă inelară și extrapolînd, în primă aproximație, cele menționate, rezultă că în dreptul muchiilor corespunzătoare vîrfurilor secțiunii transversale a electrodului sculă este foarte probabilă staționarea mai îndelungată a produselor eroziunii în spațiul de lucru.

Datorită acestui fapt, pe de o parte, și datorită concentrării liniilor cîmpului electric dintre sculă și piesă în zonele cu vîrfuri ascuțite, pe de altă parte, vor avea loc descărcări electrice suplimentare, desfășurate pe lungimi disruptive mai mari, ceea ce determină, în ultimă instanță, formarea unor jocuri laterale între sculă și piesă mai mari în aceste porțiuni și în cele învecinate.

Întrucît în aceste descărcări electrice suplimentare o parte a energiei dezvoltate este consumată în mod neproductiv pentru prelevarea în continuare a produselor eroziunii, este pe deplin explicabilă și scăderea productivității prelucrării pe măsura reducerii numărului de laturi ale secțiunii electrodului sculă (fig. 3).

În ceea ce privește forma de atac a capătului activ al electrodului sculă se arată în literatura de specialitate [12] că productivitatea cea mai mare se obține în cazul formei conice cu unghiul de vîrf de 90°. Totuși, în practică se utilizează aproape exclusiv forma plană a capătului activ, întrucît este cea mai simplă din punct de vedere tehnologic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stavițki, B.I.* Elektroiskrovoe izgotovlenie prețizionnîh detalei elektrovacuumnîh priborov. În culegerea „Elektroiskrovaia obrabotka metallov” Vîp. 2, Izd. A. N. S.S.S.R., Moscova, 1960, pag. 67—113.

[2] *Zolotîh, B. N.* O rașceote tehnologiceskih harakteristik proțesa razmernoi elektroiskrovoi obrabotki tokoprovodiașcih materialov. În culegerea „Problemî elektriceskoi obrabotki materialov”. Izd. A. N. S.S.S.R., Moscova, 1960, pag. 221—232.

[3] *Lazarenko, NI.* și *BR.* Elektroiskrovaia obrabotka tokoprovodiașcih materialov. Izd. A. N. S.S.S.R., Moscova, 1958.

[4] *Cyssau, J. D.* L'usinage et le durcissement par étincelage. Société de Publication Mécaniques. Paris, 1958.

[5] *Popilov, L. I.* Spravocinik po elektriceskim i ultrazvukovim metodam obrabotki materialov. Moscova, Mașghiz, 1963.

[6] *Zingermann, A. S.* Elektroerozionnîie svoistva metallov. În : Fizika metallov i metallovedenie. Tom. **V**. Vîp. 1 (13), 1957.

[7] *Albinski, K.* L'usinage des métaux par électro-érosion. Paris, Dunod, 1960.

[8] *Zolotîh, B. N.* Fiziceskie osnovî elektroiskrovoi obrabotki metallov. Moscova, Gostehteorizdat, 1953.

[9] *Clement, G.* Anwendung technologischer Kennwerte für Funkenerosionmaschinen. În : Fertigungstechnik und Betrieb **14**, nr. 6, 1964, p. 352—355.

[10] *Nichici, A.* Contribuție la determinarea regimurilor optime de prelucrare cu scîntei electrice în funcție de mărimea suprafeței prelucrate. În : Construcția de Mașini, nr. 11, 1966.

[11] *Gheorghiu, V.* Parametri de formă în hidraulica conductelor triunghiulare și pătratice. Acad. R.P.R., Baza de Cercet. Șt. Timișoara. Studii și cercetări. Științe tehnice. Tom. *X*, nr. 2, 1963.

[12] *Mc. Dowell, R. W.* Quelle est la meilleure forme d'électrode dans l'enlevement de métal par électro-érosion. În: La Machine-Outil Française, nr. 148, 1959, p. 213—215.

CZ 621.791 :620.179

Criterii pentru alegerea metodelor nedistructive de control în tehnica sudării

ALEXANDRU OPRENDEK

Dezvoltarea continuă a construcţiilor sudate şi utilizarea tot mai largă a procedeelor automate de sudare au determinat în ultimul timp o insuficientă posibilitate de control. Mărirea capacităţii de control nu trebuie făcută prin simpla mărire a inventarului respectiv sau a personalului tehnic de deservire, ci, pentru fiecare caz în parte, trebuie examinat dacă metoda de control utilizată poate fi înlocuită cu una mai eficientă, mai productivă, care să asigure în acelaşi timp indicii de calitate prescrişi în norme sau ceruţi de caietele de sarcini.

Multe întreprinderi deţin instalaţii de control vechi, depăşite din punct de vedere tehnic, instalaţii care nu au mai fost reînnoite în măsura modernizării utilajului de producţie sau cu specializarea uzinei. Industria modernă fabrică în prezent numeroase tipuri de aparate cu caracter universal, cum şi instalaţii speciale pentru control nedistructiv, cu un domeniu restrîns de folosire, dar de mare randament.

Stabilirea metodei celei mai adecvate de control este o problemă dificilă, reclamînd cunoştinţe şi experienţă în domeniul defectoscopiei nedistructive. În cazul fabricaţiei în serie, aspectul economic al controlului capătă o importanţă deosebită.

Criteriile de bază pentru alegerea metodei defectoscopice nedistructive sînt următoarele: felul şi natura construcţiei sudate; importanţa construcţiei şi defectele specifice ale acesteia; costul piesei sau al construcţiei sudate; numărul de piese identice, respectiv lungimea cusăturilor de controlat; consecinţele şi prejudiciile la care duce o piesă sau o cusătură ce s-ar distruge în serviciu; varietatea pieselor ce trebuie controlate.

Tabela 1

1 Metoda defectoscopică de control	2. Domeniul de aplicare	3. Eficienţa controlului	4. Cost pe piesă sau m controlat	5. Viteza de control
1.1. Radiaţii (Röntgen, γ etc.)	2.1 universal	3.1. mare	4.1 ridicat	5.1. mică
1.2. Ultrasonică	2.2. limitat la materiale cu conductibilitate sonică mare	3.2. necesită experienţă şi practică îndelungată	4.2 redus	5.2. mare
1.3. Magnetică	2.3. limitat la materiale feromagnetice	3.3. în funcţie de experienţa controlorului	4.2 redus	5.2. mare

În funcţie de aceste criterii în tabela 1 se prezintă criteriile de orientare prealabile asupra metodei defectoscopice adecvate.

Definitivarea alegerii metodei nu se poate face decît cunoscînd în detaliu specificul fiecărei metode cu principalele variante respective.

În tabelele următoare sînt trecute sub formă succintă caracteristicile principale ale metodelor defectoscopice cu variantele lor de bază (tabela 2—metode cu radiaţii penetrante,

Tabela 2

Metoda	Caracteristici
Röntgenografia	Instalaţii semimobile. Permit controlul grosimilor pînă la 100 mm la oţel şi 200 mm Al. Sensibilitatea de detecţie 1—3%. Nu sesizează fisuri, crăpături fine, nesudări de flancuri decît dacă acestea sînt cuprinse în planul de iradiere. Control costisitor. Aprecierea defectelor se face prin explorarea röntgenogramei.
Röntgenoscopia	Numai pentru table subţiri din oţel de 4 mm grosime sau piese din Al. Sensibilitate mai mică de circa 4%. Aprecierea defectelor se face direct prin explorarea umbrei de pe ecranul fluorescent. Procedeu mai ieftin, mai rapid.
Radiofotografiere	Corespunzător röntgenografiei. Se fotografiază pe format de film mic, ecran fluorescent şi pentru grosimi mari (ca la röntgenografie); sensibilitate mai mică (ca la röntgenoscopie). Mai economică decît metoda röntgenografică.
Izotopi radioactivi	Instalaţii mobile, mici, robuste, independente de reţeaua electrică. Sensibilitate mai mică (4—5%). Permite controlul grosimilor de oţel pînă la 300 mm. Timpuri de expunere lungi, dar permite şi iradiere simultană, circulară etc. Nu necesită deservire şi întreţinere. Foarte ieftin în exploatare. *Pericol de iradiere.* Se recomandă pe şantiere, la construcţii greu accesibile, înălţimi etc.
Betatron	Instalaţii industriale fixe. Utilizabilă pentru toate grosimile de perete întîlnite în practică (de exemplu la construcţia aparatelor chimice, cum şi pentru lingouri şi ţagle). Sensibilitate mare (2—3%). Timp de iradiere scurt.

tabela 3 — metode ultrasonice, tabela 4 — metode magnetice).

Trebuie subliniat faptul că în prezent metoda Röntgen împreună cu celelalte metode de iradiere reprezintă metodele defectoscopice nedistructive cele mai sigure, cu posibilitățile cele mai largi de detecție și de aplicare, permițînd aducerea unor dovezi obiective a existenței defectelor. Deci, în cazul controlului unor construcții sudate de răspundere, ultimul cuvînt trebuie să-l aibă metodele de iradiere cu raze penetrante.

Tabela 3

Metoda	Caracteristici
Metoda umbrei	Instalații electrice puțin costisitoare. Aplicabilă doar la materiale cu conductibilitate sonică bună. Sensibilitate de detecție în funcție de modul de introducere a fasciculului sonor în material, cum și de rugozitatea suprafeței. Metoda nu indică decît cu aproximație mărimea defectului.
Metoda reflexiei	Metodă pentru o singură parte de acces. Sensibilitate foarte mare. Evidențiază chiar segregații, incluziuni de zgură etc. Concluzii asupra formei, poziției și mărimii defectului se pot face prin explorarea semnalelor de pe tubul catodic. Necesită experiență și practică îndelungată. Limitată în direcția grosimilor mici. Metoda este economică și rapidă.
Defectoscoape ultrasonice vizuale.	Utilaje ușoare, transportabile, universale (Sonovizor 2 Karl Zeiss Jena-R.D.G.). Defectul apare pe ecranul unui tub catodic sub formă de linii, puncte și domenii. Permite controlul pieselor de formă geometrică simplă.

Tabela 4

Metoda	Caracteristici
Metoda cu pulbere magnetică	Instalații simple cu deservire ușoară. Metodă economică. Aplicabilă doar la materiale feromagnetice. Sensibilă la fisuri și crăpături de suprafață. Efect de adîncime mic (6 mm la c.c. și 3 mm la c.a.). Efectul de adîncime crește la 10 mm pentru piese cu suprafețe prelucrate. Insensibilă pentru defecte globulare. Imaginea magnetică se explorează greu necesitînd multă experiență. Permite verificarea suprafețelor orizontale accesibile dintr-o singură parte. Viteză de control mare.
Metoda de suspensie magnetică	Corespunzătoare metodei precedente, dar se pot controla și suprafețe așezate oricum.
Metoda magnetică inductivă	Utilaj electronic simplu și ieftin. Nu indică forma defectului, ci doar prezența acestuia. Poate fi folosită doar la table sudate cap la cap. Are efect de adîncime mai mare (20 mm). Deservire simplă și ușoară. Viteza de control foarte mare. Recomandabilă pentru precontrol și control combinat.

Totuși aceste metode nu trebuie aplicate în orice condiții. După cum rezultă și din tabele, fiecare dintre metodele arătate cu variantele respective au un domeniu de aplicare precis limitat, domeniu în care nu se concurează, ci dimpotrivă se completează, înlocuirea unei metode cu alta nefiind posibilă decît foarte limitat.

În afara acestor metode clasice de control nedistructiv, practica mai oferă încă un număr de metode : probele de presiune, probele de etanșeitate, metoda fluorescentă, metoda cu reactivi chimici, metode potențiometrice etc., folosibile limitat și în cazuri speciale, avînd în vedere caracterul lor particular.

Proiectantul împreună cu inginerul sudor trebuie să aleagă, dintre metodele clasice sau cele speciale, metoda corespunzătoare, cea care detectează cu certitudine defectele specifice îmbinării sudate, cea mai expeditivă și cea mai economică. În lumina criteriilor de alegere indicate este hotărîtoare de cele mai multe ori cunoașterea prealabilă a gamei de defecte care ar putea apărea în îmbinările sudate. Informații valoroase poate furniza procedeul de sudare utilizat cu defectele sale caracteristice. Acest aspect, completat cu caracteristicile piesei (natura, volumul, greutatea, numărul de piese de controlat) și cu condițiile de exploatare impuse construcției, sînt de obicei suficiente pentru stabilirea metodei de controlat.

O problemă deosebită de cele arătate, o reprezintă controlul cusăturilor sudate cap la cap. Forma geometrică simplă a acestei îmbinări și lungimea cusăturilor permit folosirea cu succes a unor metode combinate de control.

Caietele de sarcini, din motive economice, nu prevăd radiografierea integrală a cusăturilor, examinările radiografice rezumîndu-se la un procent de 10—25% din lungimea totală a cusăturilor, incluzîndu-se în aceasta locurile de întîlnire a mai multor cusături sau alte porțiuni de sudură periclitate. Este ușor de remarcat că la un asemenea control prin sondaj, eventuale defecte pot rămîne nedetectate.

Toate aceste neajunsuri se pot înlătura dacă se folosește controlul combinat [1].

Conform acestei metode, piesele, respectiv cusăturile, se examinează integral prin procedeul ultrasonic sau magnetic, care avînd o viteză de control mare și un cost de control redus precizează informații prealabile cu privire la starea de calitate a cusăturilor sau a pieselor, cuprinse în trei clase de calitate : fără defecte, cu defecte probabile și cu defecte evidente.

Piesele, respectiv cusăturile, ce au prezentat defecte probabile urmează să fie examinate și radiografic unde natura și importanța defectului vor putea fi univoc stabilite. Defectele admisibile identificate radiografic, cum și cele evidente vor fi remaniate.

Prin control combinat se poate ajunge la următoarele rezultate: siguranța și eficiența controlului se majorează în mare măsură; vitezele de control cresc cu circa 70%; costul total de control se reduce cu mai mult de 50%.

Cu privire la alegerea metodei de control ce urmează să secundeze pe cele radiografice nu se pot da reguli general valabile. De obicei soluția rezultă din analiza situației concrete. În prezent, în literatura de specialitate se înclină spre controlul ultrasonic, deși pentru table pînă la 10 mm grosime metodele magnetice de control necesită un utilaj mai ieftin, o deservire ușoară și un personal cu o calificare mai mică, pretîndu-se cu ușurință la mecanizare [2].

În concluzie, metodele și procedeele de control, aplicate în majoritatea uzinelor în domeniul sudării, necesită o revizuire critică. Introducerea unor procedee de control cu randament mai mare, controlul ultrasonic sau magnetic în combinație cu controlul radiografic, pot duce la avantaje economice importante.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wulf, F.* Rationeller Einsatz der zerstörungsfreien Prüfverfahren bei der Untersuchung vom Schweissnäthen. Halle-Salle, Zeiss-Mitteilungen, 9/60.

[2] *Hanke, E.* Prüfung Metallischer Werkstoffe. Band II. Zerstörungsfreien Prüfverfahren VEB. Leipzig, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1960.

CZ 62 :069.8 :658.5

Teoria modului de lucru științific și utilitatea aplicării lui în industrie

CONSTANTIN WANYOREK

Activitatea omului în lume se poate clasifica, după scopul urmărit, în activitate industrială, agricolă, medicală, economică etc., oricare din aceste domenii, ca și subdiviziunile lor pînă jos la locul de muncă, servindu-se de o anumită tehnică, specifică fiecăreia dintre ele, ca instrument de realizare a scopului urmărit.

În acest sens prin tehnică trebuie înțeleasă totalitatea mijloacelor materiale și spirituale utilizate de om în vederea atingerii unui anumit scop, particular sau general.

Indiferent de domeniul de activitate sau de ordinul subdiviziunii lui în cauză, oricare din aceste tehnici, generale sau specializate, respectiv nivelul ei, se poate caracteriza [1] prin: principiile teoretice și metodele de lucru deduse din acestea, care stau la baza activității desfășurate; felul și cantitatea materialelor; forma și cantitatea de energie întrebuințată; sculele, dispozitivele și mașinile utilizate; modul specific de organizare a muncii în domeniile respective.

Folosind în variantele sale activități tehnicile corespunzătoare, omul își creează condiții de existență materială și spirituală caracteristice pentru nivelul de dezvoltare atins la un moment dat de societatea umană.

În zilele noastre, progresul social se caracterizează în primul rînd prin gradul de dezvoltare a mijloacelor de producție, adică prin gradul în care omul stăpînește forțele naturii și le folosește în interesul societății.

Un rol important în progresul tehnic îl au științele naturii, care au apărut ca urmare a cerințelor dezvoltării producției materiale și au progresat intervenind la rîndul lor în rezolvarea problemelor de producție, asigurînd dezvoltarea tehnicii.

În condițiile actuale, cînd pe plan mondial se desfășoară o profundă revoluție în știință și tehnică, știința capătă un rol din ce în ce mai important, transformîndu-se într-o forță nemijlocită de producție, iar producția devine treptat o aplicare tehnologică a științei moderne, avînd drept consecință economisirea muncii sociale.

Este de remarcat că obiectul asupra căruia se aplică o anumită tehnică este supus la unele transformări care, reduse la o schemă, constau în trecerea de la o stare inițială, caracterizată printr-un anumit ansamblu de proprietăți, la o stare finală, definită printr-o altă asociație de proprietăți.

Deci esența oricărei tehnici constă în efectuarea anumitor transformări. Acestea se obțin prin aplicarea unui așa-zis proces tehnologic, alcătuit din succesiunea operațiilor de transformare parțială din care se compune procesul de ansamblu.

Nu este indiferent dacă efortul necesar pentru atingerea scopului propus — pentru efectuarea transformărilor, respectiv aplicarea proceselor tehnologice — este mic sau mare. Cu cît randamentul acestui efort este mai ridicat, cu atît mai ușor, mai repede și mai complet se va obține rezultatul dorit. De aceea tehnica folosită trebuie să fie o tehnică cît mai avansată, adică bazată pe materiale, scule, dispozitive, utilaje, pe procedee tehnologice de fabricație și pe metode de organizare a muncii astfel alese sau concepute, încît cu un efort social minim să se obțină rezultate maxime.

Calea sigură pentru a se ajunge la această soluție optimă o reprezintă modul de lucru științific, forma de activitate modernă, rațională, spre deosebire de modul de lucru empiric, astăzi depășit. Din analiza celor două moduri de lucru vor rezulta regulile generale de aplicat în oricare dintre tehnici, pentru a le împinge dezvoltarea spre rezultate finale din ce în ce mai bune. În expunerea și în exemplificarea lucrării de față s-a avut în vedere cu precădere industria metalurgică. Raționamentele prezentate și concluziile trase au însă un caracter universal, ele fiind aplicabile la orice formă de activitate.

În tehnica industriei metalurgice se urmărește transformarea obiectului de la forma brută de minereu la metale cu caracteristici superioare cerute de nivelul tehnic contemporan. Aceste metale sînt transformate în semifabricate care sînt apoi prelucrate și asamblate în agregate, mașini și instalații complexe. Pentru efectuarea acestor transformări se folosesc operații de prelucrare chimice, fizice și mecanice și operații de ajustaj-rodaj.

O astfel de succesiune de transformări constituie un exemplu pentru caracterizarea esenței proceselor de fabricație industriale.

Pentru realizarea acestor transformări se consumă energie: energia chimică a combustibililor (prin ardere sau transformarea lor directă în energie electrică în pile de combustie), energia mecanică a curenților de apă și aerieni, energia mareelor și energia atomică; la acestea se adaugă utilizarea nemijlocită a energiei solare radiante. În industrie, toate aceste forme de energie se folosesc pentru înnobilarea treptată a materiilor prime, spre a se ajunge de la minereu, argilă, calcar, cărbune, țiței, de la azotul și oxigenul din aer etc. la produsele superioare ale tehnicii moderne, sub formă de mașini, instalații, construcții, de materiale industriale diverse, precum și sub forma de materiale și de obiecte de consum de toate felurile — caracteristice pentru stadiul de dezvoltare actual al omenirii.

Această activitate reflectă sinteza dintre munca și gîndirea omului, sursele naturale de energie și rezervele de materii prime din lume, cu scopul de a se contribui la realizarea unor condiții de viață din ce în ce mai bune. Pentru atingerea acestui scop industria trebuie să realizeze o producție cît mai mare, de calitate cît mai ridicată și în același timp cît mai ieftină. Se impune deci ca operațiile de transformare a materiilor prime, a materialelor sau a semifabricatelor să se facă astfel încît, pe lîngă condițiile tehnice, să fie îndeplinite și condițiile economice ale unei fabricații, adică, în afară de realizarea compoziției și a proprietăților prescrise pentru produs — de exemplu pentru aliajul respectiv — mai trebuie urmărit ca transformările, adică procesele tehnologice corespunzătoare, care au ca rezultat aceste produse, să se efectueze cu o viteză cît mai mare, într-o măsură cît mai completă, cu pierderi minime de metal și cu consumuri specifice minime de materiale auxiliare, de materiale productive, de energie și de manoperă, respectiv de timp.

Pentru transpunerea în practică a acestor deziderate este indispensabil ca legile naturii, după care se produc transformările care stau la baza proceselor tehnologice de fabricație, să fie bine cunoscute. Această cunoaștere constituie singurul mijloc care îi permite omului să dirijeze procesul de transformare în condiții tehnice și economice optime, mergînd pe drumul cel mai scurt către rezultatul dorit și permițînd rezolvarea problemelor tehnice în mod științific [2].

Modul de lucru științific se caracterizează prin efectuarea a două operații fundamentale: analizarea procesului de transformare și sintetizarea lui, adică reproducerea lui în condiții voite.

În prima etapă a analizării procesului de transformare se face determinarea calitativă sau izolarea, respectiv, identificarea tuturor factorilor, care influențează sau despre care se bănuiește că ar putea influența rezultatul transformării sau — ceea ce este același lucru — în această etapă se face determinarea calitativă a legăturii cauzale dintre factorii influenți și rezultatul procesului de transformare [3], [7], [21].

În a doua etapă se realizează exprimarea cantitativă a acestei legături [8]—[12], adică se face determinarea cantitativă a măsurii, a proporției în care diferiții factori influenți acționează asupra rezultatului, modificîndu-l.

A doua operație fundamentală reprezintă dozarea factorilor care influențează rezultatul, atît din punct de vedere calitativ, cît și din punct de vedere cantitativ, în așa fel încît să se obțină nu un rezultat oarecare, ci un anumit rezultat, predeterminat — rezultatul dorit [29].

Prin analiză se stabilește teoria procesului de transformare și implicit și teoria procesului tehnologic, iar prin sinteză se face verificarea acestei teorii [13], [14], [15], pînă la confirmarea ei practică, teoria purtînd numele de ipoteză [28].

Ambele operații fundamentale se execută și cu ajutorul instrumentului matematic, care prezintă două aspecte caracteristice.

Primul aspect caracteristic constă în exprimarea cantitativă a oricăror raporturi calitative, deci și a raportului dintre cauză și efect, ceea ce presupune posibilitatea măsurării, atît a cauzelor, cît și a efectului [8], [9], [12], [20].

Al doilea aspect caracteristic constă în tendința către generalizare, adică în tendința de a se trece de la cazurile de transformare particulare, la cazul de transformare general, tendința de a se exprima printr-o singură ecuație sau de a se cuprinde într-o concepție unitară, generală, un număr cît mai mare de cazuri particulare [16], [17], [3], [10], [18], respectiv în tendința de a se rezolva orice caz particular prin încadrarea lui în cazul general, ca, de pildă, prin rezolvarea teoretică, algebrică a problemei, introducerea valorilor numerice efectuîndu-se numai în ultima etapă a calculului.

Modul de lucru științific trebuie să permită determinarea cu anticipație a modului cum se va desfășura — atît din punct de vedere calitativ, cît și din punct de vedere cantitativ — un anumit proces de transformare; cu alte cuvinte, modul de lucru științific trebuie să facă posibilă prevederea [19]. În consecință, lucrînd științific, rezultatele nu se vor obține la întîmplare, ci în mod precis — și repetat ori de cîte ori se cere [30] — cu valorile și între limitele de toleranță prescrise și în condițiile tehnico-economice optime. Acestea sînt avantajele importante oferite de cunoașterea temeinică și de aplicarea riguroasă a teoriei procesului de transformare, care nu este altceva decît teoria procesului tehnologic, teoria procesului de fabricație rezultată din aplicarea consecventă, în industrie, a modului de lucru științific.

Legile după care se desfășoară procesele de transformare industriale nu pot fi altele decît legile bine cunoscute ale fizicii, chimiei, mecanicii, termotehnicii, biologiei etc. care, combinate între ele într-un mod rațional și corespunzător cu observațiile și determinările făcute asupra procesului de efectuat, trebuie să conducă la explicarea lui pe o bază științifică.

Deci, prima condiție pentru a se putea aborda un studiu științific este cunoașterea perfectă a legilor științelor naturii, atît ca sens fizic material, cît și ca formă de exprimare matematică.

A doua condiție este aplicarea rațională a acestor legi la explicarea calitativă a legăturii cauzale dintre factorii influenți ai procesul de transformare și rezultatul lui — legătura constatată prin observația directă a naturii — precum și la formularea cantitativă a acestei legături, formulare care reprezintă însăși legea de transformare a procesului respectiv.

În cazuri simple este relativ ușor să se stabilească acestă exprimare matematică. De exemplu : legea Boyle-Mariotte, $p.v = ct\breve{a}$; legea lui Hooke : $\sigma/\varepsilon = ct\breve{a}$; dilatația termică a corpurilor solide, $\Delta l = \alpha . l . \Delta t$. În aceste cazuri rezultatul R nu depinde decît de o singură variabilă f_1, de un singur factor influent, relația de legătură fiind de forma :

$$R = F(f_1). \qquad (1)$$

Rezistența la rupere σ_i și alungirea la rupere δ a oțelurilor nealiate, în stare recoaptă, depind în primul rînd de conținutul de carbon din oțeluri; pe lîngă acesta influențează și celelalte elemente însoțitoare și impuritățile [22], fiecare din aceste elemente sau impurități devenind cîte un factor influent :

$$\sigma_r = 21 + \frac{200}{3}\,\mathrm{C} + \frac{200}{7}\,\mathrm{Si} + \frac{200}{14}\,\mathrm{Mn} + \frac{200}{8}\,\mathrm{P} +$$

$$+ \frac{200}{16}\,\mathrm{Cu} - \frac{200}{8}\,\mathrm{S},\ \frac{\mathrm{kgf}}{\mathrm{mm}^2}$$

$$\delta = 31 - 36\,\mathrm{C} - 5{,}5\,\mathrm{Mn} - 6\,\mathrm{Si}, \%.$$

În asemenea cazuri relația de legătură este de tipul aditiv :

$$R = \sum_{1}^{n} F_i(f_i). \qquad (2)$$

Cu cît numărul de factori influenți este mai mare și cu cît corelația dintre aceștia și rezultatul transformării este de natură mai complexă, cu atît legea de transformare este mai greu de formulat cantitativ, cu atît mai mult cînd, pe lîngă influența directă a fiecărui factor în parte, mai există și una indirectă, colectivă, reprezentată de acțiunea reciprocă dintre factorii influenți (fig. 1),

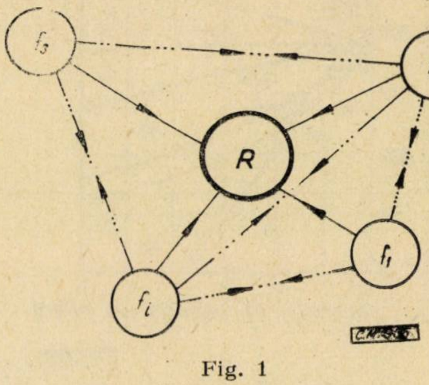


Fig. 1

ecuația complexă de legătură dintre factorii influenți și rezultatul procesului tehnologic putînd fi de forma :

$$R = F(f_1, f_2 \cdots f_i \cdots f_n). \qquad (3)$$

Astfel, de exemplu, temperatura M_s, la care începe transformarea în martensită a austenitei suprarăcite, depinde de conținutul de carbon (fig. 2), dar și de conținutul de elemente de aliere (fig. 3), influența elementelor de aliere crescînd însă o dată cu creșterea conținutului de carbon (fig. 4).

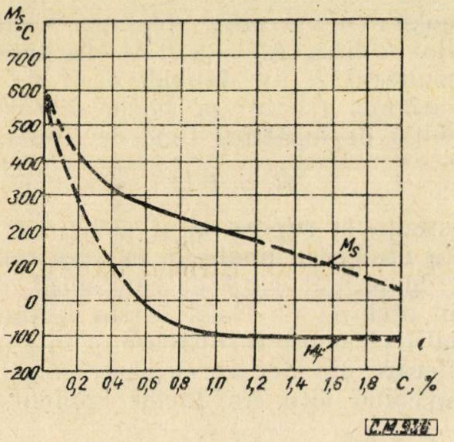


Fig. 2

Un proces tehnologic simplu în aparență, dar foarte complex în realitate, din cauza numărului mare de factori care influențează rezultatul atît direct, cît și indirect, este obținerea unei piese turnate [9], [3], [6], [7]. Astfel, fluiditatea este un factor care depinde de compoziția și de gradul de supraîncălzire a metalului lichid. De fluiditate și, implicit, de factorii care o influențează pe aceasta depind mai departe alte mărimi, ca viteza de umplere, viteza de ridicare, dimensionarea rețelei de alimentare, perspectivele de apariție a unor defecte de turnare etc.

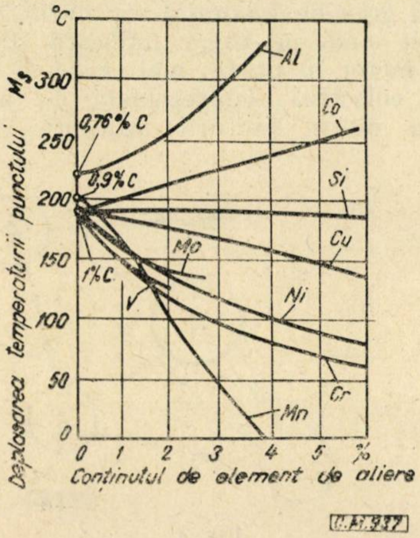


Fig. 3

O complexitate mare prezintă și tratamentele termice, alcătuite dintr-unul sau din mai multe cicluri termice, fiecare din ele caracterizat prin vitezele de încălzire și de răcire, prin temperaturile tehnologice atinse și prin duratele de menținere respective, întregul complex fiind adaptat la compoziția particulară a aliajului tratat [24], [25], [26] și la proprietățile de realizat [27]. Sub o formă generală se poate scrie că proprietățile P ale aliajelor depind de structura S a aliajului, iar aceasta, de compoziția lui chimică C și de tratamentul termic TT aplicat:

$$P = F\,[S] \tag{4}$$

$$S = \varphi(C,\ TT) \tag{5}$$

$$P = F[\varphi(C,\ TT)]. \tag{6}$$

Cînd complexitatea procesului de transformare creează dificultăți teoretice-matematice sau practice-experimentale prea mari pentru formularea expresiei matematice a legii de transformare sub o formă integral corespunzătoare realității, adică cu respectarea influenței concomitente a tuturor factorilor influenți, se recurge la simplificări. Problema generală se descompune în probleme parțiale, de pildă în tot atîtea probleme cîte variabile independente cuprinde. Se va căuta exprimarea rezultatului în funcție de fiecare factor variabil independent în parte, ceilalți factori influenți fiind menținuți constanți:

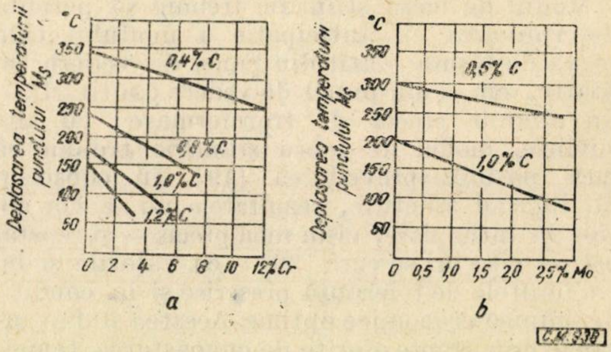


Fig. 4

$$R_1 = F_1(f_1)\ ; \qquad (f_2, f_3\ \ldots f_n \rightarrow ctă) \tag{7}$$

$$R_2 = F_2(f_2)\ ; \qquad (f_1, f_3\ \ldots f_n \rightarrow ctă) \tag{8}$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$R_n = F_n(f_n)\ ; \qquad (f_1, f_2\ \ldots f_{n-1} \rightarrow ctă) \tag{9}$$

Un exemplu îl constituie exprimarea durității superficiale a cilindrilor de laminat tablă, turnați din fontă cu crustă dură, în dependență de diferitele elemente de aliere, luate în parte (fig. 5, după K. Taniguki).

Se studiază astfel succesiv cîte un singur aspect al problemei, procesul global fiind descompus în mod artificial în procese parțiale. În cazuri mai ușoare este posibil să se țină seamă de doi sau de trei factori influenți, ca de pildă, la exprimarea gradului de saturaţie S_c al fontelor în funcţie de conţinuturile de carbon şi de siliciu [13]:

$$S_c = \frac{C}{4{,}23 - S_i/3{,}2}.$$

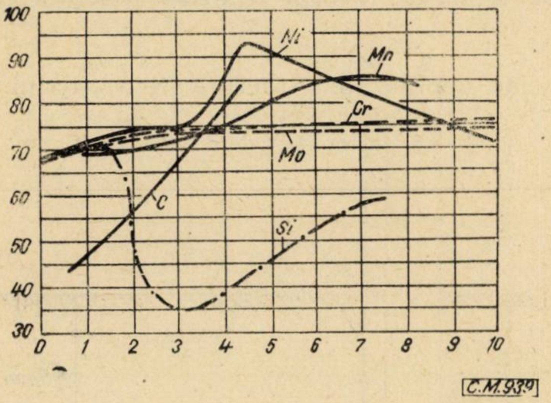


Fig. 5

În aceste cazuri ecuaţiile de legătură sînt de forma:

$$R_{1.2} = F_{1.2}(f_1, f_2) \quad ; \quad (f_3, f_4, \ldots f_n \rightarrow ctă) \qquad (10)$$
$$R_{1-3} = F_{1-3}(f_1, f_2, f_3) \quad ; \quad (f_4, f_5, \ldots f_n \rightarrow ctă) \qquad (11)$$

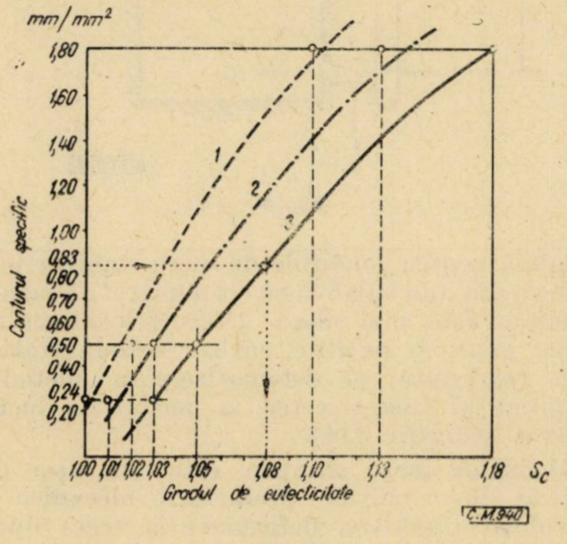


Fig. 6

Deseori este posibil ca în cazul diferitelor procese parţiale legea care exprimă legătura dintre rezultatul R şi factorii influenţi f_i să aibă o expresie matematică simplă sau să poată fi reprezentată grafic printr-o curbă obţinută pe cale teoretică sau experimentală, uşor de trasat şi de interpretat. Aşa, de pildă, este posibilă reprezentarea grafică a gradului de saturaţie necesar al fontei de segmenţi în funcţie de conturul specific de răcire al secţiunii segmenţilor [13] (fig.6).

Alteori, simplificarea se împinge şi mai departe, studiindu-se din totalitatea factorilor influenţi numai unul singur, şi anume acela care, după toată evidenţa, exercită acţiunea cea mai intensă asupra rezultatului, respectiv asupra desfăşurării procesului în general. În cadrul procesului de ansamblu se va studia atunci aşa-zisul proces parţial predominant, ca de exemplu procesul de oxidare a carbonului; astfel în figura 7 (Bardenheuer, Thanheiser) se reprezintă mersul elaborării unei şarje de oţel în convertizorul Thomas. Valoarea momentană a conţinutului de carbon dă o idee despre stadiul de evoluţie în care se găseşte procesul.

În figura 8 se reprezintă variaţia durităţii maxime care se poate obţine după călire la oţelurile aliate, cît şi la cele nealiate, în funcţie de conţinutul de carbon, factorul predominant în determinarea proprietăţilor oţelului.

Prin studierea succesivă a proceselor parţiale sau prin studierea numai a procesului parţial predominant, se restrînge mai mult sau mai puţin generalitatea valabilităţii legilor găsite faţă de desfăşurarea reală a procesului global, deoarece, în general, suma efectelor infuenţelor parţiale nu este identică cu efectul global determinat de acţiunea simultană a tuturor factorilor influenţi la un loc. Deci teoria procesului astfel stabilită va fi în mod inevitabil eliptică şi afectată de unele imprecizuni, mai

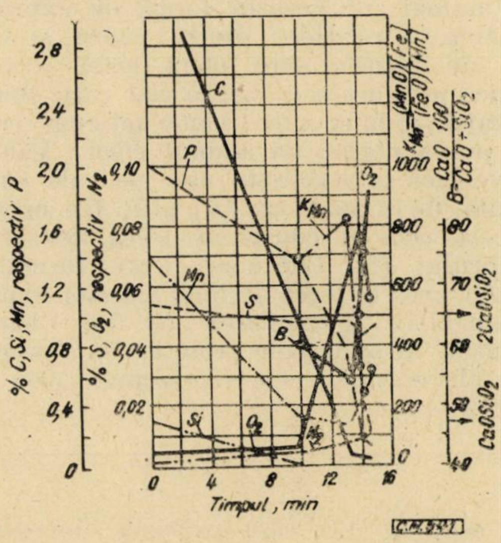


Fig. 7

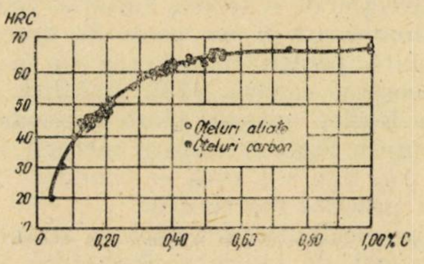


Fig. 8

mici sau mai mari. Totuşi, serviciile practice pe care le poate aduce acest procedeu sînt deseori foarte mari. O teorie parţială şi incompletă a procesului poate fi utilă. Ea reprezintă, aşa cum este, o primă bază ştiinţifică pentru conducerea sistematică şi metodică a transformărilor tehnologice pe o cale mai justă decît metoda empirică. Calculul gradului de saturaţie a fontelor de turnătorie în funcţie numai de conţinutul de carbon şi de siliciu a avut o mare valoare atît pentru cercetare, cît şi pentru practică, deşi s-au neglijat influenţele celorlalte elemente, mangan, fosfor etc. [13].

Alteori se întîmplă ca ecuaţia care reprezintă expresia algebrică a legii care leagă cauzele de efect să nu poată fi formulată decît calitativ, în sensul că din anumite motive valorile parametrilor şi ale constantelor care intervin în ecuaţie nu pot fi determinate. Cu toate acestea, chiar numai sub această formă de exprimare calitativă a relaţiilor dintre cauză şi efect, legea de transformare oferă mari avantaje practice prin aceea că indică clar care sînt posibilităţile şi în ce sens trebuie acţionat pentru a se putea obţine un anumit efect. Valoarea intervenţiei se stabileşte uşor pe cale experimentală, de la caz la caz [6], [10]. Un exemplu în acest sens îl constituie legea conservării echilibrului (Le Châtelier), care formulează calitativ ceea ce legea acţiunii maselor exprimă şi cantitativ. Formularea lui Le Châtelier este utilă în aplicaţiile teoretice sau practice. Un alt exemplu este reprezentat prin ecuaţia (12) [6]:

$$v_r = \frac{s}{S} \cdot k \cdot \sqrt{2g\Delta h}. \qquad (12)$$

În ecuaţia (12), care exprimă dependenţa vitezei de ridicare a metalului lichid în forma de turnare de factorii influenţi s, S şi Δh, coeficientul k reprezintă totalitatea pierderilor de presiune suferite de metalul lichid în timpul curgerii sale prin reţeaua de turnare şi prin formă, pierderi determinate de frecări, schimbarea direcţiei de scurgere, variaţia viscozităţii etc. Valoarea lui k nu poate fi determinată deocamdată pentru fiecare caz în parte. Cu toate acestea, ecuaţia (13), stabilită teoretic pe baza legilor naturii, oferă preţioase informaţii asupra legăturii dintre factorii influenţi s, S şi Δh, figura 9, ceea ce conduce direct la aplicaţii practice foarte utile.

În lipsa posibilităţilor de a se stabili măcar un rudiment de teorie a procesului pe baza legilor naturii formulate matematic, tehnica recurge la metoda statistică care se bazează pe interpretarea, conform legilor probabilităţii, a rezultatelor practice obţinute în exploatare pe un număr foarte mare, cît mai mare, de procese de acelaşi fel, conduse în condiţii strict identice, cu excepţia unui singur factor variabil, a cărui influenţă asupra procesului trebuie studiată. Prin această metodă se poate stabili calitativ şi cantitativ legătura dintre cauză şi efect, fără a se cunoaşte în nici un fel caracterul sau forma legilor naturii pe baza cărora se produce corelaţia. Totuşi, legătura stabilită este valabilă pentru condiţiile de lucru stabilite iniţial, cu atît mai valabilă cu cît numărul de cazuri studiate este mai mare. Deseori legătura se poate exprima printr-o curbă. Metoda statistică reprezintă o sistematizare a metodei empirice şi face trecerea la modul de lucru riguros ştiinţific [14].

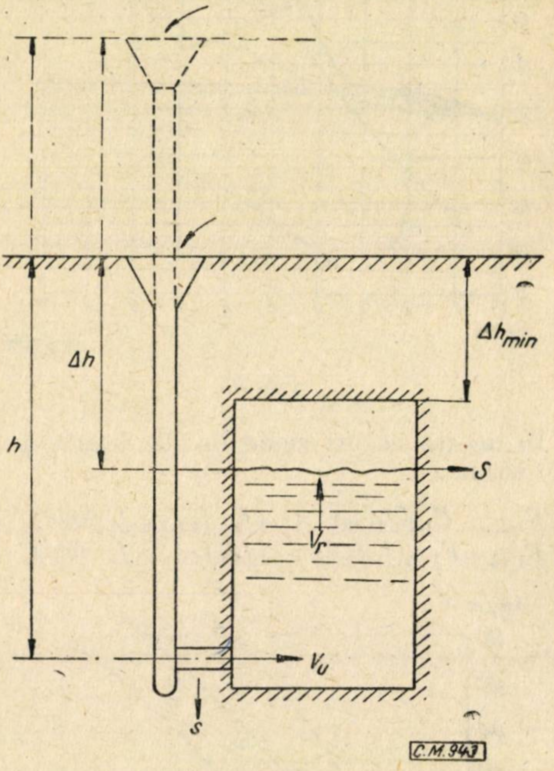


Fig. 9

Modul de lucru ştiinţific este mai uşor de aplicat în condiţiile prelucrării mecanice a metalelor (aşchiere, deformare la rece) unde procesele tehnologice se desfăşoară la temperatura ordinară, au un caracter static sau staţionar putînd fi întrerupte în orice fază pentru control şi corectări şi sînt în general destul de intuitive.

La prelucrarea metalelor la cald condiţiile sînt mai grele prin temperatura de lucru ridicată sau foarte ridicată (elaborare, turnare, deformare la cald, tratamente termice), procesele care au loc au un caracter dinamic în sensul că se află într-o continuă evoluţie, care creează dificultăţi la identificarea factorilor influenţi, la controlarea şi dirijarea acestora, cu atît mai mult cu cît probele luate se cercetează la rece, în timp ce procesul are loc la temperaturi ridicate, iar rezultatul încercării este strict valabil numai pentru momentul în care s-a luat proba. În plus, fenomenele ca atare sînt puţin intuitive (disocieri, difuzii, transformări de fază, echilibre şi dezechilibre termodinamice etc.).

Cu toate acestea în ultimii 30 de ani s-au realizat însemnate progrese şi în cunoaşterea şi stăpînirea proceselor de prelucrare la cald.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wanyorek, C.* Standardizarea şi tehnica nouă. Rev. Standardizarea, nr. 3, 1959, p. 105—110.

[2] *Wanyorek, C.* Modul de lucru ştiinţific aplicat la rezolvarea problemelor tehnice. Bul. I. P. Braşov, 1962.

[3] *Wanyorek, C.* Contribuţii la studiul solidificării sistemului piesă-maselotă I+II. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 6 şi 12, 1962.

[4] *Wanyorek, C.* Economisirea cocsului prin îmbunătăţiri în construcţia şi exploatarea cubiloului cu trei rînduri de guri de vînt. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 10, 1956, p. 22—29.

[5] *Wanyorek, C.* Ameliorarea calităţii şi preciziei pieselor turnate prin folosirea lianţilor minerali. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 3, 1959, p. 184—192.

[6] *Wanyorek, C.* Studiul multilateral al variaţiei vitezei de umplere a formelor cu metal lichid şi influenţa acestei variaţii asupra calităţii produsului. In : Metalurgia, nr. 9, 1963, p. 554—564.

[7] *Wanyorek, C.* Refractaritatea pămînturilor de turnătorie. In : Metalurgia, nr. 7, 1952, p. 28—32.

[8] *Wanyorek, C.* Importanţa măsurării gradului de îndesare a amestecurilor de formare pentru corelarea justă a proprietăţilor determinate în laborator cu cele realizate în formă. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 8, 1955, p. 29—32.

[9] *Wanyorek, C.* Propuneri pentru o formulă nouă în calculul gradului de deformare plastică. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 10, 1956, p. 22—29.

[10] *Wanyorek, C.* Tehnologia afinării metalelor prin extracţii repetate cu zgure adecvate. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 8, 1955, p. 29—32.

[11] *Wanyorek, C.* Adaosuri de prelucrare la piese turnate din oţel. Rev. Standardizarea, nr. 2, 1963, p. 67—72.

[12] *Wanyorek, C.* Calculul grafic al adaosurilor de feroaliaje pentru oţeluri slab aliate. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 3, 1961, p. 188—195.

[13] *Wanyorek, C.* Fonte pentru segmenţi elaborate în creuzet sub controlul operativ al realizării gradului de eutecticitate adaptat la conturul specific de răcire al secţiunii segmentului. In : Metalurgia, nr. 1, 1965, p. 13.

[14] *Wanyorek, C.* Tehnica folosirii metodelor grafice de verificare şi elaborare a tabelelor de cifre normative. Standardizarea, nr. 2, 1963, p. 67—72.

[15] *Wanyorek, C.* Turnarea cu solidificare intensiv dirijată. In : Metalurgia, nr. 11, 1963, p. 629—634.

[16] *Wanyorek, C.* Încercare de stabilire a unei teorii unitare a călirii aliajelor feroase şi neferoase. Manuscris.

[17] *Wanyorek, C.* Bilanţul metalului lichid în turnătorii. Standardizarea, nr. 11, 1960, p. 523—525.

[18] *Wanyorek, C.* Cercetări cu privire la alegerea materialului şi a tratamentului termic pentru roţi dinţate cu dantură Novikov. I.D.T., 1963, p. 1—28.

[19] *Colectiv.* Despre prevederea ştiinţifică. Sub redacţia acad. D. Dumitrescu şi V. Tomin. Ed. ştiinţifică, Bucureşti, 1963.

[20] *Wanyorek, C.* Fonte şi oţeluri speciale elaborate în cuptoare cu creuzet. In : Metalurgia, nr. 3, 1965, p. 152—155.

[21] *Wanyorek, C.* Căi pentru reducerea consumului specific de metal în industria constructoare de maşini. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 4, 1961, p. 335—338.

[22] *Ossan, S.* Moderne Stahligiesserei, Julius Springer, Berlin, 1933, p. 164.

[23] *Wanyorek, C.* Turnarea oţelului în forme uscate la uzina Hidromecanica Braşov. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 4, 1959, p. 320—322.

[24] *Wanyorek, C.* Încercări de tratament termic asupra oţelului turnat în piese T 36 M 17. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 1, 1960, p. 65—69.

[25] *Wanyorek, C.* Studiul posibilităţilor de ameliorare ale proprietăţilor mecanice ale fontelor cenuşii normale prin tratament termic de îmbunătăţire. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 2, 1962, p. 110—119.

[26] *Wanyorek, C.* Tratamentul termic al utilajului petrolier la uzina Hidromecanica. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 10, 1960, p. 918—919.

[27] *Wanyorek, C.* Particularităţile alegerii materialului şi a tratamentelor termice de aplicat în cazul roţilor dinţate cu dantura în profil de arc de cerc. In : Metalurgia, nr. 8, 1965, p. 421—424.

[28] *Constantinescu, G. D.* Ipoteză în ştiinţele naturii. Ed. ştiinţifică, Bucureşti.

[29] *Cornea, I.* Rolul experimentului în cunoaşterea ştiinţifică, Ed. ştiinţifică, Bucureşti, 1961.

[30] *Kedrov, B. M.* Repetabilitatea în progresul dezvoltării. Ed. ştiinţifică, Bucureşti, 1963.

CZ 620.178.3

Contribuţii la determinarea rezistenţei la oboseală

DOREL IVAN

Încă din anul 1862, A. Wöhler, în urma a numeroase încercări experimentale efectuate pe diferite calităţi de oţeluri, pune în evidenţă existenţa unei dependenţe între tensiunea σ şi numărul n de cicluri pînă la rupere. În figura 1 este reprezentată o curbă Wöhler, în coordonate σ şi n, iar în figura 2, cu aceleaşi valori, este trasată curba în coordonate σ, lg n (reprezentarea absciselor în scară logaritmică este mult mai practică).

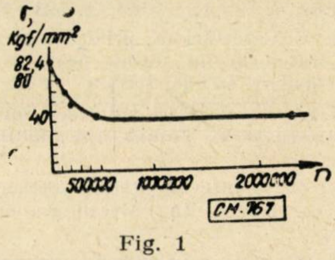


Fig. 1

Prin valorificarea legii descoperite de Wöhler şi a rezultatelor încercărilor efectuate de diferiţi cercetători s-a elaborat [1] o teorie generală asupra rezistenţei la oboseală.

Astfel, F. Stüssi propune o ecuaţie (1) în care rezistenţa la oboseală limitată σ_{-1x} este exprimată în funcţie de rezistenţa la rupere statică σ_r, de rezistenţa la oboseală pentru un număr de cicluri nelimitate σ_{-1} şi de doi parametri p şi C_{-1}, care, parţial, pot fi precizaţi pe baza încercărilor :

$$\sigma_{-1x} = \frac{\sigma_r + C_{-1}.n^p.\sigma_{-1}}{1 + C_{-1}.n^p}. \tag{1}$$

Se vede că relaţia propusă este media ponderată a celor două valori extreme, σ_r şi σ_{-1}.

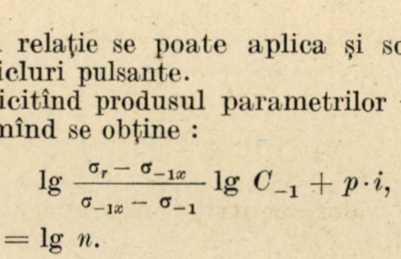


Fig. 2

Aceeaşi relaţie se poate aplica şi solicitărilor după cicluri pulsante.

Explicitînd produsul parametrilor $C_{-1} \cdot n^p$ şi logaritmînd se obţine :

$$\lg \frac{\sigma_r - \sigma_{-1x}}{\sigma_{-1x} - \sigma_{-1}} \lg C_{-1} + p \cdot i, \tag{2}$$

unde $i = \lg n$.

Cu ajutorul relaţiei (2) se pot determina parametrii p şi C_{-1} şi, în final, rezistenţa la oboseală σ_{-1}, dacă se cunosc cu certitudine trei perechi de valori σ_{-1x} şi n.

Rezultatele care se obţin cu ajutorul acestei relaţii se apropie de valorile experimentale [1].

Valorificînd metoda Stüssi şi, pornind de la o idee exprimată de S. I. Iaţkevici [2], în cele ce urmează s-au stabilit o relaţie analitică şi o metodă prin care, cu ajutorul a două puncte determinate pe cale experimentală, se poate calcula rezistenţa la oboseală σ_R şi trasa prin puncte curba de oboseală.

Se ştie că ruperea prin oboseală se produce la o tensiune mai mică decît rezistenţa de rupere statică a materialului respectiv. Acest fa duce la ipoteza că tensiunea efectivă care provoacă, în final, distrugerea prin oboseală este rezultanta dintre tensiunea iniţială dată de încărcarea exterioară şi o tensiune continuu crescătoare datorită modificărilor fizice care se produc în timpul solicitărilor ciclice.

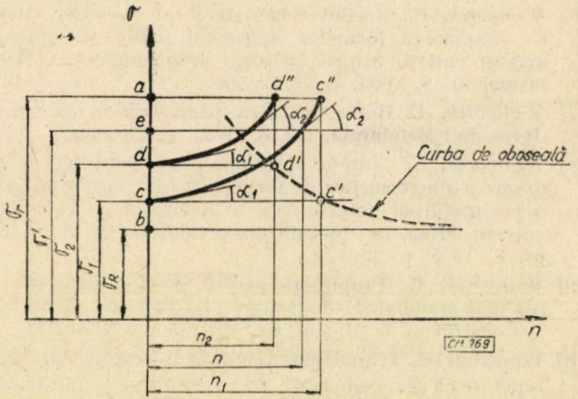


Fig. 3

Intensitatea creşterii tensiunii se poate caracteriza prin unghiul de înclinare a tangentei la curba de creştere a tensiunii CC'' (fig. 3). Tensiunii iniţiale σ_1 îi corespunde unghiul α_1. După ce epruveta este solicitată cu un număr oarecare de cicluri n, tensiunea creşte de la o valoare σ_1 şi intensitatea creşterii este exprimată de unghiul α_2. Aceleaşi constatări se pot face şi pentru alte valori ale tensiunii iniţiale. Cum, în general, acest unghi de înclinare a tangentei la curbele de creştere a tensiunii este legat numai de tensiune şi de numărul de cicluri, dacă se notează cu $d\sigma$ creşterea tensiunii, iar cu dn creşterea numărului de cicluri, intensitatea creşterii tensiunii se poate exprima sub forma $\frac{d\sigma}{dn}$.

Pe de altă parte se poate aprecia că intensitatea creşterii tensiunii efective este proporţională cu diferenţa dintre această tensiune şi rezistenţa la oboseală σ_R, avînd în vedere faptul că numai o tensiune care depăşeşte rezistenţa la oboseală este aceea care produce ruperea prin oboseală (fig. 3).

Se poate deci scrie ecuaţia curbei CC'' astfel :

$$\frac{d\sigma}{dn} = K(\sigma - \sigma_R), \tag{3}$$

unde σ_R este rezistenţa la oboseală pentru orice aspect al deformaţiei (încovoiere, tracţiune, răsucire etc.).

Transcriind ecuaţia sub forma :

$$\frac{d\sigma}{\sigma - \sigma_R} = Kdn \tag{4}$$

şi integrînd, se obţine :

$$\ln(\sigma - \sigma_R) = K \cdot n + C. \tag{5}$$

Pentru $n = 0$, $C = \ln(\sigma_1 - \sigma_R)$, unde σ_1 este tensiunea iniţial prescrisă.

Înlocuind în relaţia (5), se obţine :

$$\ln \frac{\sigma - \sigma_R}{\sigma_1 - \sigma_R} = Kn. \tag{6}$$

Distrugerea epruvetei apare pentru $\sigma = \sigma_r$, în care caz $n = n_1$ (fig. 3) şi ecuaţia curbei de oboseală (6) ia forma :

$$\ln \frac{\sigma_r - \sigma_R}{\sigma_1 - \sigma_R} = Kn_1, \tag{7}$$

în care σ_1 şi n_1 sînt coordonatele curente ale curbei.

Se constată că ecuaţia obţinută (7) are, în general, aceeaşi formă ca şi relaţia (1).

Metoda propusă pentru determinarea lui σ_R. Cunoscînd σ_r şi două perechi de valori $(\sigma_{R1}; n_1)$ şi $(\sigma_{R2}; n_2)$, cu notaţiile :

$$\alpha_1 = \ln \frac{\sigma_r - \sigma_R}{\sigma_{R1} - \sigma_R}, \tag{8}$$

$$\alpha_2 = \ln \frac{\sigma_r - \sigma_R}{\sigma_{R2} - \sigma_R}, \tag{9}$$

ecuaţia (6) scrisă sub forma :

$$\alpha = Kn \tag{10}$$

reprezintă în coordonate α, n o familie de drepte care trec prin origine.

În relaţiile (8) şi (9) se aproximează valoarea σ_R şi se calculează α_1 şi α_2. Dacă aproximarea este bine făcută, punctele respective se vor înscrie de-a lungul dreptei care trece prin origine (fig. 4).

Prin cîteva aproximări succesive ale lui σ_R se poate face ca punctele înscrise în coordonate α, n să devină aproximativ coliniare. Valoarea lui σ_R pentru care punctele devin coliniare reprezintă rezistenţa la oboseală căutată.

Rezultă deci că prin această metodă un număr de două încercări de oboseală pînă la rupere pot preciza valoarea rezistenţei la oboseală.

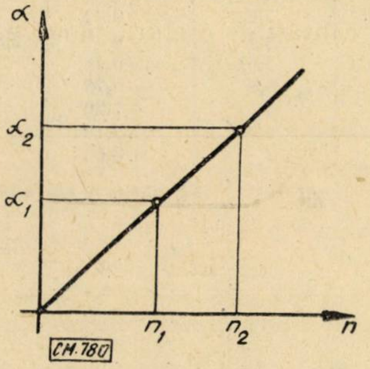


Fig. 4

Pentru a trasa curba prin puncte trebuie determinată valoarea coeficientului K :

$$K = \frac{\Sigma \Delta\alpha \cdot \Delta n}{\Sigma \Delta n^2}, \tag{11}$$

unde :

$$\alpha_M \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}, \tag{12}$$

iar

$$n_M = \frac{n_1 + n_2}{2}; \tag{13}$$

$$\Delta\alpha_1 = \alpha_1 - \alpha_M; \tag{14}$$

$$\Delta\alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_M; \tag{15}$$

$$\Delta n_1 = n_1 - n_M; \tag{16}$$

$$\Delta n_2 = n_2 - n_M. \tag{17}$$

Comparaţie între metoda propusă şi metoda Stüssi

Încercările experimentale efectuate pe trei epruvete din oţel cu $\sigma_r = 39$ kg/mm² au dus la următoarele valori [3] :

$\sigma_{-1_1} = 18$ kgf/mm² ; $n_1 = 970\,000$; $i_1 = 5{,}99$;

$\sigma_{-1_2} = 21$ kgf/mm² ; $n_2 = 408\,000$; $i_2 = 5{,}61$;

$\sigma_{-1_3} = 27$ kgf/mm² ; $n_3 = 255\,000$; $i_3 = 5{,}41$.

După metoda Stüssi, $\sigma_{-1} = 17$ kgf/mm², iar după metoda propusă, $\sigma_{-1} = 17$ kgf/mm².

Celelalte valori pentru comparaţie sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

a	i	Valorile parametrilor		A	B	e^B	σ_{-1x} kgf/cm	
		$p \cdot i + \lg C_{-1}$	K				metoda Stüssi, σ_{-1x}	metoda propusă, σ_{-1x}
10^4	4	$-2{,}47$	$2{,}89 \cdot 10^{-6}$	0,004	0,0289	1,03	39,0	38,4
$3{,}72 \cdot 10^4$	4,5	$-1{,}57$		0,03	0,0914	1,09	38,5	37,2
10^5	5	$-0{,}66$		0,22	0,289	1,33	35,0	33,6
$1{,}594 \cdot 10^5$	5,2	0,32		0,48	0,460	1,58	32,0	30,9
$2{,}222 \cdot 10^5$	5,4	0		1,00	0,730	2,08	28,0	27,5
$3{,}991 \cdot 10^5$	5,6	$+0{,}48$		3,00	1,155	3,17	22,5	24,0
$6{,}31 \cdot 10^5$	5,8	$+0{,}78$		6,00	1,820	6,18	20,0	20,6
10^6	6	$+1{,}20$		15,8	2,890	18	18,5	18,3
$3{,}172 \cdot 10^6$	6,5	$+2{,}10$		125	9,140	9 100	17,2	17,03
10^7	7	$+3{,}00$		1 000	28,9	$91{,}6 \cdot 10^{10}$	17	17

În tabela 1 s-au notat:

$$A = \frac{\sigma_r - \sigma_{-1x}}{\sigma_{-1x} - \sigma_{-1}}; \qquad \sigma'_{-1x} = \frac{\sigma_r + A \cdot \sigma_{-1}}{A + 1}$$

$$B = \ln \frac{\sigma_r - \sigma_{-1}}{\sigma_{-1x} - \sigma_{-1}}; \qquad \sigma''_{-1x} = \frac{\sigma_r + (e^B - 1)\sigma_{-1}}{e^B}$$

Cu valorile calculate s-au trasat curbele din figura 5, curba punctată, după metoda propusă, iar cea continuă, după metoda Stüssi.

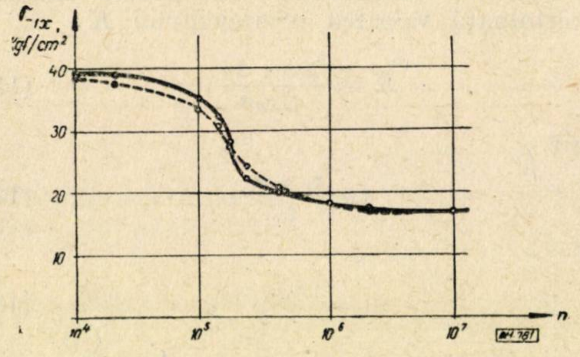


Fig. 5

Se constată că ambele relaţii pot constitui, în această etapă, aproximări suficient de precise pentru curbele de oboseală şi pot fi folosite în prelucrarea statistică a rezultatelor încercărilor respective.

Metoda propusă prezintă avantajul că simplifică calculele şi duce la reducerea numărului de epruvete necesare încercărilor.

Verificările efectuate pentru oţeluri cu $\sigma_r < 100$ kgf/mm² au arătat o diferenţă neînsemnată între punctele aparţinînd curbei calculate, faţă de punctele determinate experimental.

Cele două puncte cu ajutorul cărora s-a trasat curba după metoda propusă au fost situate între 5.10^5 şi 10^6 cicluri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stüssi, F.* Il problema della fatica nei metalli. În : Costruzioni metalliche, nr. 1, 1964.

[2] *Iaţkevici, S. I.* În legătură cu problema prelucrării rezultatelor încercărilor la oboseală. Comunicare la T.N.I.I.I., M.A.S., 13 febr 1953.

[3] *Neuman, A.* Probleme der Dauerfestigkeit von Schweissverbindungen, 1960.

[4] *Nădăşan, Şt.* ş.a. Oboseala metalelor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

Documentare

Un nou motor pentru mai mulţi carburanţi. In : Le tracteur et la machine agricole, nr. 10, 1966.

Un nou tip de motor pentru carburanţi multipli a fost realizat (tip FM ; MAN-München) şi dat în exploatare.

Principala particularitate a acestui motor constă într-un nou sistem de aprindere care reprezintă o combinaţie între aprinderea prin compresiune specifică motorului Diesel şi aprinderea prin agent exterior caracteristică motorului cu carburator.

Sistemul de aprindere realizat permite alimentarea motorului chiar cu benzină de cifră octanică ridicată, obţinîndu-se o ardere completă datorită caracteristicilor motorului Diesel.

Principalul avantaj din punct de vedere al exploatării îl constituie conţinutul redus de oxid de carbon în gazele de evacuare, fapt care indică atît un randament ridicat, cît şi un avantaj evident sub aspectul protecţiei muncii. Experienţele efectuate au indicat, de exemplu, un procent de 0,12 % oxid de carbon în gazele de evacuare în comparaţie cu 4 — 10 % pentru motoarele cu benzină normale.

Către o combinaţie între pneu şi şenilă. J. Remus. In : ATA (Giornale ed Atti della „Associazione Tecnica dell'Automobile), nr. 8, 1966.

În ultimul timp se înregistrează o nouă tendinţă în domeniul construcţiei mecanismului de deplasare pentru tractoare.

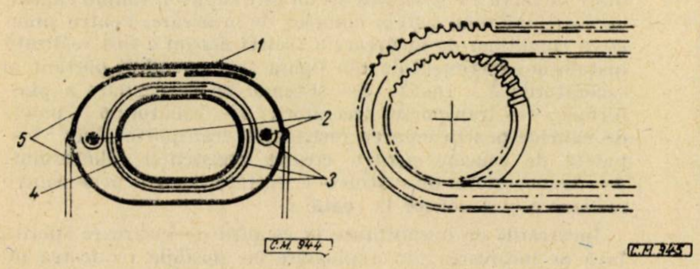
Soluţia luată în considerare este o combinaţie între şenilă şi pneu şi a fost încercată — cu unele rezultate practice corespunzătoare — la construirea trenurilor de aterizare pentru avioane. În acest caz, se urmărea a face avionul mai independent de terenul de aterizare, mai ales în cadrul operaţiilor militare.

Unele realizări constructive au rămas utilizate sporadic sub formă de încercări pentru vehicule terestre.

Astfel, după cum se cunoaşte, şenila constituie singurul mecanism de deplasare pentru vehicule, permiţînd deplasarea în teren neregulat sau insuficient de consistent. Constructiv, deşi a suferit o serie de îmbunătăţiri, şenila a rămas o pînză metalică, discontinuă sau continuă şi relativ rigidă.

Soluţia considerată tinde a face din şenilă o pînză pneumatică continuă, constituită — în cazul unor realizări practice — dintr-un tub inelar cu o construcţie similară pneului normal avînd în plus doi tiranţi longitudinali care asigură o oarecare rigiditate.

În figura 1*a* apare în secţiune o şenilă tubulară la care se observă : profilul exterior *1*, cei doi tiranţi *2*, straturile pînzate *3*, camera de aer *4* şi stratul exterior din cauciuc *5*. Şenila tubulară este montată pe role de susţinere, soluţie similară ca în cazul şenilei metalice.



a) *b)*

Fig. 1

O soluţie îmbunătăţită constă în folosirea unor tuburi pneumatice ondulate (fig. 1*b*), care măresc independenţa contactelor dintre inelele succesive şi sol.

Şenila pneumatică tubulară prezintă o serie de avantaje indiscutabile : eliminarea articulaţiilor, reducerea greutăţii totale a vehiculului, ameliorarea indicilor de suspensie prin acţiunea sa amortizoare.

Aplicată la unele tractoare (Lombardini) a permis creşterea vitezei la circa 70 km/h cu o presiune pe sol de 0,2 — 0,3 kgf/cm^2 ; în ce priveşte durata de funcţionare a sistemului de propulsie s-a putut ajunge la 3 000 de ore.

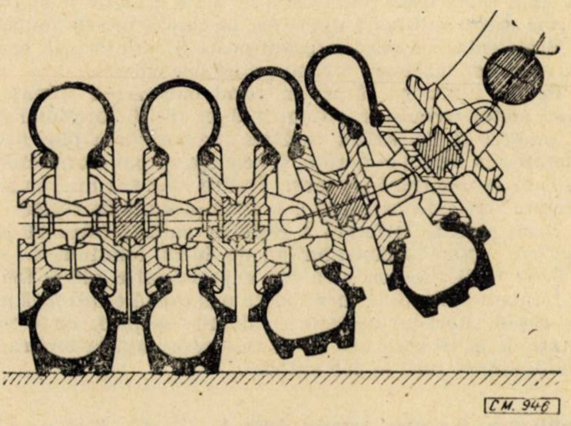


Fig. 2

Figura 2 reprezintă o altă soluţie, şenila multipneumatică formată din circa 60 — 80 buc. pneuri pentru fiecare şenilă, posibilitatea de deplasare fiind asigurată chiar în cazul defectării a 50 % din pneuri ; se apreciază că soluţia va putea fi adoptată în scopuri militare sau speciale.

Amplificator pentru forţa de tracţiune. In : Le tracteur et la machine agricole, nr. 10, 1966.

Amplificatorul pentru forţa de tracţiune realizat de întreprinderea Massey-Ferguson reprezintă un aspect nou în domeniul respectiv.

Cu ajutorul acestui amplificator şi prin intermediul ridicătorului hidraulic se poate acţiona atît în cazul maşinilor tractate sau purtate, cît şi în cazul semiremorcilor şi al celor cu patru roţi.

Principiul funcţional este cel obişnuit, amplificatorul transmiţînd o parte din greutatea maşinii acţionate de roţile motoare ale tractorului şi mărind în felul acesta greutatea aderentă.

Reglajul amplificatorului — deci a greutăţii transferate pe osia motoare — se face prin dispozitivul de comandă cu segment, de unde se realizează şi reglarea adîncimii de lucru ; sarcina transferată poate varia între 100 şi 1 350 kgf.

Dispozitivul permite tractoristului ca, în orice situaţie, să transfere tractorului o parte din greutatea maşinii acţionate, fie prin intermediul sistemului de reglare hidraulică automată a adîncimii de lucru în cazul maşinii de lucru, fie cu ajutorul amplificatorului în cazul acţionării unei remorci.

Prin introducerea amplificatorului considerat nu a fost micşorată manevrabilitatea tractorului, fapt ce constituie un avantaj suplimentar.

Modul de lucru nu este influenţat de accidentele de teren, întrucît greutatea transferată nu variază, pîrghia de ridicare realizînd automat reglajul necesar.

Folosirea, în general, a dispozitivelor de mărire a aderenţei prin trransferul parţial al greutăţii maşinii acţionate poate reduce mult greutatea tractorului fără a mai fi necesară lestarea acestuia. Stabilitatea longitudinală este asigurată printr-un dispozitiv special de siguranţă care împiedică cabrarea.

Blocarea îmbinărilor filetate la motoarele cu explozie mici cu ajutorul rășinilor lichide. In : Rivista di Ingegneria, nr. 6, 1966.

Noile rășini lichide Loctite sînt folosite în prezent de constructorii de motoare cu explozie pentru ambarcațiuni pentru a împiedica slăbirea și pierderea șuruburilor din cauza vibrațiilor.

Noul procedeu elimină metodele costisitoare de asigurare a șuruburilor și piulițelor și constă în umplerea spațiului dintre șurub și piuliță cu o rășină lichidă anaerobică.

În contact cu oxigenul atmosferic rășina rămîne lichidă, în timp ce sustrasă contactului cu aerul atmosferic se transformă într-o substanță dură care blochează piesele îmbinării.

Rezistența mecanică a rășinii poate fi variată prin modificarea corespunzătoare a compoziției sale chimice.

Pentru aplicarea rășinii în cazul îmbinărilor filetate ale unui motor trebuie, în primul rînd, ca filetul șurubului și cel al piuliței să fie perfect curățate. Se curăță în plus găurile filetate din blocul motorului și cele din corpul carburatorului în care se montează șuruburi. Pentru blocarea unei îmbinări filetate sînt suficiente una sau două picături de rășină.

Rezistența la forfecare a rășinilor variază între 10 și 14 kgf/cm^2, gama temperaturilor de lucru folosindu-se între — 55 și 150°C ; viscozitatea este cuprinsă între 100 și 150 cP.

În afara aplicațiilor menționate mai există o întreagă gamă de rășini (Loctite) utilizate în diferite scopuri, cu o viscozitate de la 10 la 30 000 cP și cu o rezistență la forfecare ce poate ajunge pînă la 350 kgf/cm^2.

Cultivator forestier rotativ KRL-1. G. G. Polosuhin și V. N. Horoșavin. In : Traktori i selhozmașini, nr. 7, 1966.

Cultivatorul forestier rotativ KRL-1 prezentat în figura 1 a fost realizat de Institutul tehnico-științific unional de ameliorări agrosilvice pentru afînarea solului și distrugerea buruienilor în plantațiile forestiere tinere cu înălțimea de 15—100 cm.

Principalele organe ale cultivatorului sînt roțile de sprijin *1* cu mecanismul de reglare automată a adîncimii de pătrundere a organelor de lucru, cadrul *2* construit prin sudarea lonjeroanelor de amortizare împreună cu dispozitivul de agățare, cele patru organe rotative de lucru *3* cu cîte șase palete, dispuse la 9° față de suprafața solului, mecanismul de transmitere *5* pentru sincronizarea mișcării organelor de lucru, reductorul de antrenare *4* cu trei lanțuri cu role și roțile stelate aferente și un dispozitiv pentru protejarea coroanei plantelor împotriva deteriorării de către cadrul cultivatorului.

Organele de lucru sînt montate în așa fel încît fiecare paletă se află în planul bisector al unghiului format de două palete consecutive ale organului de lucru alăturat. Paletele organelor de lucru din dreapta și din stînga se acoperă una pe alta cu 50 mm.

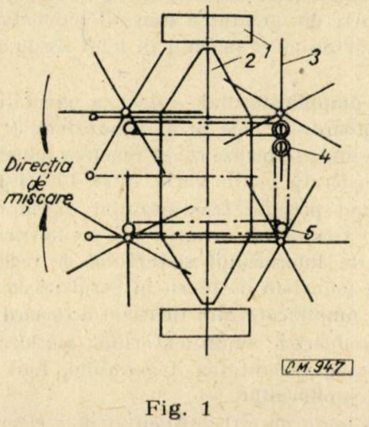


Fig. 1

Mișcarea de rotație a organelor de lucru se realizează cu alunecare, depinzînd de viteza de deplasare a agregatului și de proprietățile fizico-mecanice ale solului. Alunecarea mărește aria de acțiune a paletelor, capetele acestora descriind o curbă apropiată de cicloidă. Datorită acestei particularități cinematice între palete și tulpinele plantelor de cultură rămîn straturi subțiri de pămînt care protejează plantele.

În direcție longitudinală organele de lucru sînt cuplate două cîte două (din dreapta și din stînga) prin sistemul arbore-roți stelate — lanț cu role ; în acest fel porțiunile de pămînt neprelucrate de organele de lucru din față sînt prelucrate de cele din spate. În direcție transversală toate cele patru organe sînt cuplate prin sistemul arbore-roți stelate — reductor-lanț cu role, ceea ce asigură sincronizarea funcționării în fiecare pereche de organe de lucru (din față și din spate).

Caracteristicile tehnice ale cultivatorului KRL-1 sînt următoarele :

lățimea de acțiune	0,5 m ;
lungimea	1570 mm ;
lățimea	1860 mm ;
înălțimea	1170 mm ;
greutatea	436 kg ;
agregare cu tractor din clasa	0,9—1,4 ;
viteza de deplasare în timpul lucrului	8—10 km/h.

Din rezultatele încercărilor de laborator privind durabilitatea organelor de mașini agricole. R. S. Galadjev. În: Traktori i selhozmașini, nr. 7, 1966.

O mare importanță pentru creșterea durabilității mașinilor este prezentată de încercările în studiul funcționării diferitelor organe și subansambluri componente în condiții de laborator. Prin încercări cu tematică rațională și durată suficient de mare se pot stabili capacitatea de încercare a pieselor și rezervele pe care ele le dețin în acest sens.

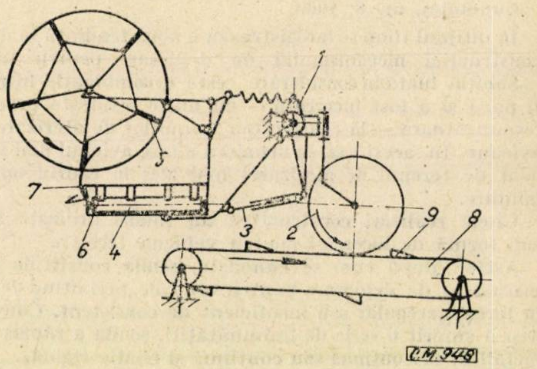


Fig. 1

Dintre încercările de tipul menționat un interes major îl suscită încercările de durabilitate desfășurate în condiții cît mai apropiate de cele din exploatare. Astfel de încercări au drept scop verificarea organelor a căror schemă de încercare nu este clarificată. De exemplu, la secerătoarea cu rază mare de lucru JV-15 fiecare sector este supus în timpul exploatării acțiunii unui sistem complex de încărcare. Pentru simularea condițiilor de încărcare a acestei mașini a fost realizată instalația experimentală din figura 1 (*1* — cadrul portant al secerătorii ; *2* — roată ; *3* — sistemul de suspendare a platformei ; *4* — transportul secerătorii ; *5* — rabator ; *6* — palete de cauciuc pentru crearea rezistenței transportorului ; *7* — palete de cauciuc pentru crearea rezistenței rabatorului ; *8* — transportorul de susținere a secerătorii ; *9* — pene pentru realizarea obstacolelor la roată.

Încercările de durabilitate în condiții de încărcare sporită față de încărcarea din exploatare fac posibilă reducerea însemnată a duratei experimentărilor. La încercări de acest fel se supune, de exemplu, partea în consolă a arborelui transmisiei intermediare a combinei SK-4, bancul de probe respectiv permițînd împingerea regimului de funcționare prin mărirea turației cu 50%.

Încercările în condiții mult diferite de cele din exploatare sînt aplicate în cazurile cînd este necesar să se compare diferite variante constructive ale organelor. Aprecierea eficienței soluțiilor de consolidare a discurilor tamburului combinei SK-4 se execută pe o durată de 50—85 h pentru fiecare soluție, pe bancul prezentat în figura 2 (*1* — șaibă de transmitere; *2* — carcasa tamburului; *3* — lagăre; *4* — discul de încercat; *5* — pivot; *6* — instalația de încărcare; *7* — arborele scurt al transmisiei).

Încercările la rupere statică sau dinamică prin mărirea considerabilă a încărcării urmăresc să determine caracterul distrugerii părților slabe ale construcției, precizînd coeficientul de siguranță sau de stabilitate în vederea confruntării cu datele de calcul.

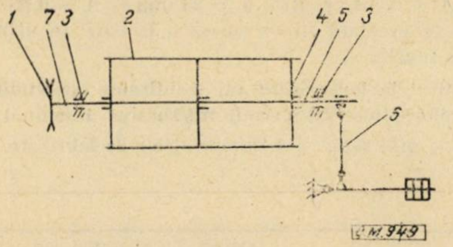


Fig. 2

Pentru încercarea pneurilor roților din față ale tractorului MTZ în timpul antrenării mașinii pentru încărcat și clădit stoguri SNU-0,5, se folosește bancul cu comandă program reprezentat în figura 3 (*1* — tractorul cu mașina SNU-0,5 suspendată; *2* — transportor pentru roți; *3* — stația de antrenare a transportorului; *4* — pîrghia cuplajului de transmitere a mișcării; *5* — cilindrul hidraulic de acționare a cuplajului; *6* — dispozitiv de ridicat; *7* — tampoane; *8* — mecanismul pentru mișcarea intermitentă; *9* — stația de antrenare; *10* — supapă de siguranță; *11* — pompă; *12* — rezervor de ulei). Ridicarea periodică a brațului încărcat al mașinii SNU-0,5 este corelată cu cuplarea periodică a transportorului *2*, simulînd intrarea tractorului în sarcină. Aceste operații se efectuează în conformitate cu ciclograma de funcționare a mașinii SNU-0,5, fiind realizate pe banc datorită rotirii automate la momentul oportun a pîrghiilor dispozitivelor de ridicare *6* ale sistemului hidraulic, care alimentează cilindrul de ridicare a brațului mașinii și cilindrul *5*.

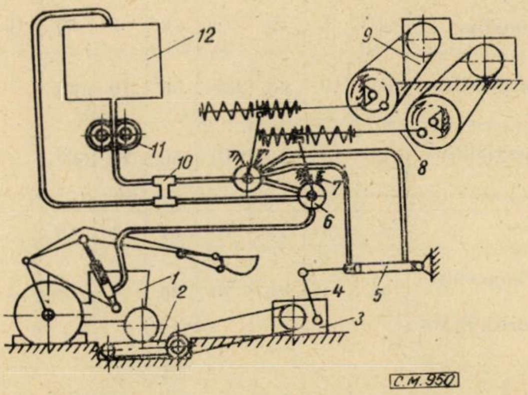


Fig. 3

Cuțit fără vîrf BRM-1. G. S. Minasian. In: Mașinostroitel, nr. 6, 1966.

Vîrful cuțitelor de așchiere moderne constituie partea cea mai vulnerabilă, fiind supusă temperaturilor înalte și sarcinilor dinamice. Lipsa vîrfului dă posibilitatea de a folosi cuțitul de cel puțin trei ori, pentru aceasta fiind suficient să se schimbe poziția de fixare a cuțitului în funcție de mărimea uzurii.

Cuțitul fără vîrf prezentat în figura 1 (*1* — suprafața anterioară; *2* — suprafața posterioară; *3* — tăiș), fabricat din oțel rapid și utilizat la strunjirea de precizie a metalelor și aliajelor neferoase, se deosebește de cuțitele obișnuite prin faptul că suprafața anterioară este foarte înclinată, reglajul în raport cu axa de rotație a piesei nefiind necesar, ceea ce asigură degajarea șpanului în direcția verticală. Pentru valorile unghiului de degajare γ cuprinse între 0 și $-10°$ calitatea suprafețelor prelucrate este invariabilă. Ceilalți parametri ai cuțitului sînt unghiul de înclinare a suprafeței anterioare $\lambda = 8...25°$, unghiul de așezare $\alpha = 40...50°$ și unghiul de atac $\varphi = 8...25°$.

În procesul de așchiere tăișul *FE* (fig. 2) este permanent în contact cu suprafața de rază *r* a piesei. Cu ajutorul construcției grafice din figura 2 se determină proiecția lungimii de așchiere:

$$b_1 = AB = \frac{1}{\cos\varphi}\sqrt{t(2R\cos\varphi - t)},$$

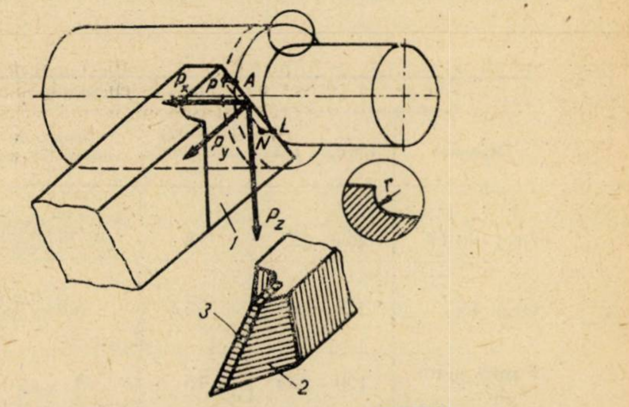


Fig. 1

în care $t = BC$ este adîncimea de așchiere. Ca urmare, lungimea de așchiere este:

$$b = AL = \frac{1}{\cos\varphi\cos\lambda}\sqrt{t(2R\cos\varphi - t)}.$$

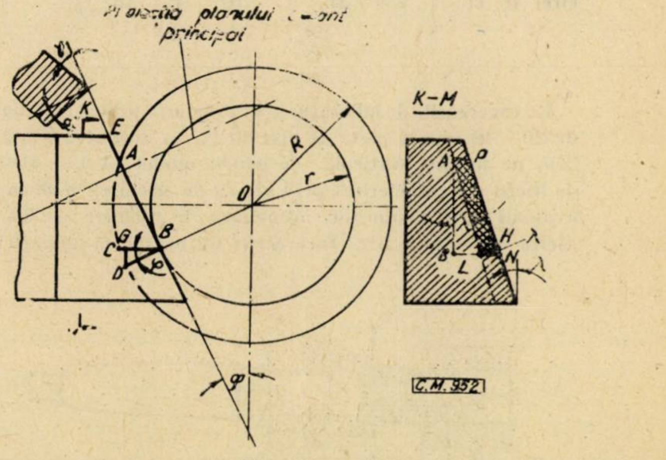


Fig. 2

Notînd cu $a = LH$ grosimea de așchiere și cu $s = LN$ avansul, rezultă:

$$a = s\cos\lambda;$$

deci secțiunea de așchiere este:

$$F = ab = \frac{s}{\cos\varphi}\sqrt{t(2R\cos\varphi - t)}. \qquad (1)$$

Relația (1) arată că secțiunea de așchiere depinde de avans, de dimensiunile piesei, de adîncimea de așchiere și de unghiul de atac. Pentru aceleași valori ale avansului și adîncimii de așchiere, cuțitul fără vîrf oferă o secțiune de așchiere mai mare decît cuțitele obișnuite.

Rezultatele experimentărilor efectuate în vederea stabilirii geometriei optime a cuţitului fără vîrf au arătat că suprafaţa prelucrată are forma de şanţ circular. Lungimea mare de aşchiere asigură o bună distribuţie a temperaturii şi a încărcării de-a lungul muchiei principale de aşchiere. Din punctul de vedere al calităţii suprafeţelor prelucrate şi al uzurii tăişului, cuţitul fără vîrf dă rezultate mai bune decît cuţitele obişnuite.

Alezoare cu partea aşchietoare scurtă. S. A. Simonov. In : Stanki i instrument, nr. 7, 1966.

La uzina de automobile din Gorki s-au efectuat încercări comparative de laborator şi industriale ale alezoarelor standardizate şi cu partea aşchietoare scurtă.

La încercările de laborator s-au prelucrat orificii cu lungimea de 20—40 mm în piese de oţel 40 H, cu duritatea NB 207—220, pe maşina verticală de găurit model 2A 135. Regimul de lucru s-a caracterizat prin viteza de aşchiere de 8 m/min, avansul de 0,25 mm/rot, adîncimea de aşchiere de 0,5 mm, răcire cu emulsie 5%. Încercările au arătat că alezoarele cu partea aşchietoare scurtă asigură îmbunătăţirea calităţii execuţiei cu 1—2 clase.

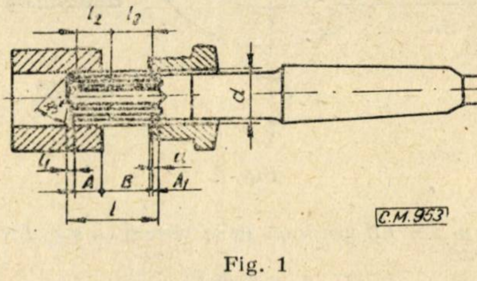


Fig. 1

Încercările industriale au fost efectuate pe piese cu diametrul d = 8—40 mm şi lungimea de (0,4—8,3) d de oţel, fontă cenuşie şi maleabilă şi aliaje de aluminiu prelucrate pe diferite maşini. Lungimea l a părţii aşchietoare a alezorului curt (fig. 1) este compusă din lungimea conului de atac l_1, lungimea de ghidare în orificiu A, lungimea B depinzînd de construcţia dispozitivului, lungimea A_1 = (0,5—0,7) l_2 (l_2 — partea cilindrică a alezorului ; l_3 — partea conică) şi lungimea conului de ieşire a = 3—5 mm. Pentru piese cu diametrul d mai mic de 14 mm s-a luat lungimea de ghidare $A = 0,5\,d$, pentru d = 14—18 mm — $A = 0,4\,d$, pentru d = 18—24 mm— $A = 0,3\,d$, pentru $d \geqslant 24$ mm — $A = 0,25\,d$. În tabela 1 se prezintă cîteva operaţii la care se utilizează alezoarele scurte.

Rezultatele încercărilor au confirmat oportunitatea folosirii noilor scule. Ele permit micşorarea însemnată a consumului de oţel rapid şi a dificultăţilor de fabricaţie.

Tabela 1

Caracteristicile piesei					Dimensiunile alezorului, mm								B, mm
					standardizat				experimental				
Material	Duritate HB	Lungimea orificiului, mm	Diametrul orificiului, mm	Abateri, mm	l	l_1	l_2	l_3	l	l_1	l_2	l_3	
Oţel 30 H	269—321	15	$12{,}75^{+0{,}025}_{-0{,}006}$	0,035 de la perpendicularitate	130	4	21	105	34	4	21	9	8
Oţel 45	228—269	25,5	$9{,}8^{+0{,}050}_{-0{,}030}$	± 0,05 de la distanţa între axe; 0,15 de la perpendicularitate	90	1	89	—	31	1	30	—	26
Fontă cenuşie	170—229	15	$8_{-0{,}050}$	± 0,05 de la lungime	90	1	19	70	36	1	19	16	25
Oţel 40 H	229—269	17	$40^{+0{,}024}_{-0{,}015}$	0,12 de la perpendicularitate	265	10	20	235	56	10	20	—	35
Oţel 40	170—207	17	$30^{+0{,}030}_{-0{,}036}$	0,05 de la coaxialitate	245	10	20	215	60	10	20	—	40
Aluminiu	—	32	$11{,}5^{+0{,}035}$	—	90	1	19	70	21	1	19	—	15
Oţel 40 H	156—217	10	$10^{+0{,}033}_{-0{,}015}$	0,15 de la concentricitate 0,05 de la coaxialitate	90	1	19	70	36	1	19	—	21

Termocuplu pentru măsurarea temperaturii de aşchiere. G. M. Zilberman şi V. G. Solnikov. În: Stanki i instrument, nr. 7, 1966.

Pentru determinarea temperaturii de aşchiere în timpul strunjirii longitudinale s-a construit şi încercat termocuplul prezentat în figura 1, amplasat pe vîrful de prindere al păpuşii mobile.

Pe partea rotativă *1* a vîrfului este presat inelul de alamă *2*, cu care se află în contact două perii radiale *3* de cuprugrafit. Termocuplul este izolat electric de pinola păpuşii mobile *5* cu ajutorul conului de ebonit *4*. Pentru mărirea siguranţei de funcţionare a termocuplului cele două perii sînt în legătură ; ca urmare, cuţitul trebuie să fie izolat faţă de suport, izolarea piesei de prelucrat faţă de mandrină nefiind necesară.

Încercarea termocuplului a comportat verificarea stabilităţii impedanţei iterative şi determinarea forţelor termoelectromotoare parazitare ale circuitelor vîrf-inel-perie şi piesa prelucrată vîrf-inel-perie.

Schema de determinare a stabilităţii impedanţei iterative este redată în figura 2. Termocuplul natural este simulat cu ajutorul bateriei *1*, reostatului *2* şi şuntului *3* cu care este conectat oscilograful cu buclă *4* în serie cu termocuplul încercat *5*. La acesta periile nu sînt legate împreună, ci în serie, ceea ce este posibil, deoarece variaţia impedanţei iterative a circuitului perie-inel are un caracter întîmplător, nefiind influenţată de trecerea curentului prin circuitul perie-inel-perie. Încercările s-au desfăşurat la diferite turaţii ale vîrfului de prindere de la 10 la 3000 rot/min, la fiecare turaţie tensiunea în şunt fiind modificată cu ajutorul reostatului între

1 şi 30 mV. În toate cazurile oscilogramele au fost corespunzătoare.

În figura 3 este prezentată schema de determinare a forţei termoelectromotoare parazitare a circuitului vîrf-inel-perie. Periile termocuplului au fost legate împreună şi conectate la un milivoltmetru. Termocuplul a fost fixat pe pinola păpuşii mobile şi în cursul a 10 minute s-a strunjit la exterior o piesă cu diametrul de 60 mm, la turaţia arborelui maşinii de 1200 rot/min. S-a înregistrat o creştere a temperaturii vîrfului păpuşii mobile de 50—60°. După oprirea maşinii s-a închis circuitul milivoltmetru vîrf-inel-perie. Pentru a evita apariţia termocuplului parazit suplimentar la închidere s-a utilizat şpan provenit din procesul de aşchiere. Forţa termoelectromotoare parazitară nu a depăşit 0,1—0,15 mV.

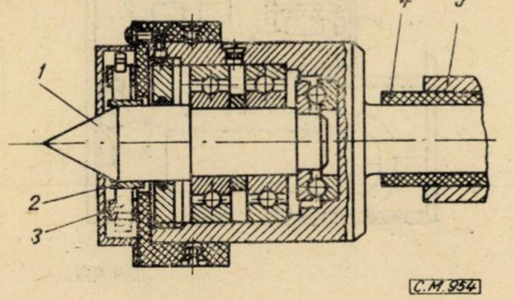


Fig. 1

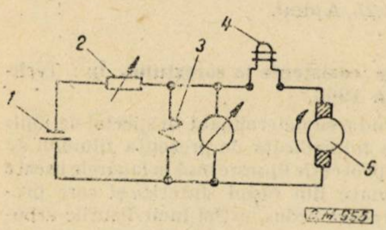


Fig. 2

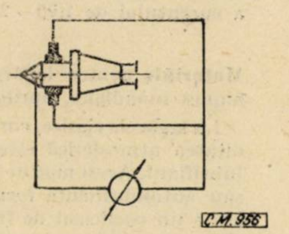


Fig. 3

În mod analog a fost stabilită forţa termoelectromotoare parazitară a circuitului perie-vîrf-inel-perie. Valoarea maximă a forţei termoelectromotoare parazitare totale a atins 0,16 mV.

Maşină de frezat prin copiere pentru prelucrarea paletelor de turbină Kaplan. În : Rivista di Ingegneria, nr. 5, 1966.

Pentru realizarea paletelor pentru turbine Kaplan se utiliza în trecut rectificarea manuală caracterizată printr-o durată mare de lucru. În prezent exactitatea formei paletelor necesită o prelucrare mecanică adecvată. Utilizarea unei maşini de frezat prin copiere, de construcţie specială (NOHAB-Suedia), permite scurtarea timpilor de prelucrare, ca şi îmbunătăţirea calităţii produsului.

În cadrul construcţiei turbinei se realizează, în primul rînd, un rotor model cu palete de formă exactă. Turbina model este supusă încercărilor de funcţionare pentru a i se determina randamentul şi a se depista eventualele fenomene de cavitaţie. Modelul îmbunătăţit, în funcţie de rezultatele probelor, reprezintă baza construcţiei turbinei definitive. De obicei, diametrul rotorului de probă este de 500 mm, în timp ce diametrul rotorului turbinei poate varia între 3 şi 10 m.

Maşina de frezat considerată comportă un dispozitiv de palpare, care transmite datele relative la paleta model, şi un dispozitiv pentru frezarea paletei necesare. Două elemente sincronizate, unul emiţător pe palpator şi celălalt receptor plasat pe căruciorul portfreză, prezintă în mod normal aceeaşi înclinaţie. La orice contact al palpatorului se generează o tensiune proporţională cu intensitatea apăsării respective, care comandă — prin intermediul unui ventil acţionat electric — un motor hidraulic ; motorul acţionează dispozitivul receptor pînă cînd înclinaţia acestuia ajunge egală cu a palpatorului. Se poate atinge o precizie de 0,1°. Mandrinele, acţionate independent de motoare cu turaţie variabilă între 20 şi 120 rot/min, sînt montate pe cîte un lagăr cu două rînduri de role cilindrice şi doi rulmenţi axiali cu bile.

Deservirea maşinii este simplă. Operatorul determină raza necesară de prelucrare acţionînd asupra unei roţi manuale montată pe palpator şi poziţia corespunzătoare a căruciorului, cu ajutorul unui ventil manual ; controlul se realizează cu ajutorul a două dispozitive optice. În momentul atingerii poziţiilor de zero, maşina începe să funcţioneze. În timpul funcţionării controlul se realizează cu ajutorul comparatoarelor micrometrice. Erorile înregistrate sînt, de exemplu, de circa 1 mm pentru o paletă de 5,7 m.

Racord de dilatare cu echilibrarea împingerilor axiale. A. Surber. În : Bulletin Escher Wyss, nr. 1, 1965.

Pentru a permite o mişcare relativă între conducta de refulare şi pompă, soluţia obişnuită constă în ancorarea porţiunii finale a conductei şi introducerea unui racord de dilatare.

Astfel, atît sistemul de ancorare, cît şi fundaţia pompei sînt supuse împingerilor determinate de presiunea realizată în pompă.

Pentru eliminarea inconvenientului menţionat a fost studiat un nou tip de racord care permite echilibrarea acestor eforturi axiale.

Racordul se compune din două flanşe inelare situate una la partea terminală a conductei reţelei, iar cealaltă la partea terminală a conductei de refulare a pompei. Între conducta exterioară şi flanşa respectivă este montată o garnitură, cealaltă flanşă fiind fixată rigid pe conducta de refulare a pompei.

Cele două flanşe sînt legate între ele prin intermediul unor buloane.

Racordul mai comportă un piston inelar al cărui cap corespunde profilului flanşei de pe conducta exterioară, spaţiul dintre capul pistonului şi flanşă fiind plin cu lichidul refulat. La periferie, pistonul are o garnitură de etanşare montată sub coroana interioară a flanşei.

Înspre flanşa de pe conducta de refulare, pistonul realizează o etanşare radială pe flanşa respectivă.

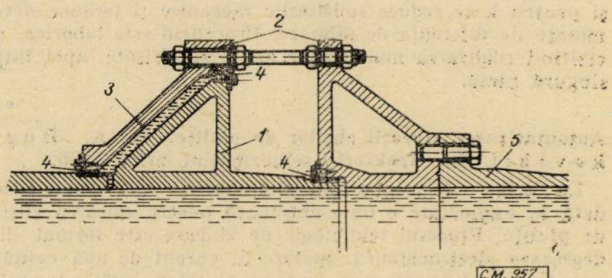


Fig. 1

În figura 1 apare o secţiune longitudinală prin racordul considerat, în care se precizează : pistonul inelar *1*, flanşele *2* camera sub presiune *3*, îmbinările *4* şi conducta de refulare *5* a pompei.

Dimensiunile spaţiului *3* sînt fixate astfel încît să se echilibreze complet eforturile determinate de acţiunea pompei.

Îmbinări de legătură bimetalice. R. R. Irving. În : Iron Age Metalworking International, nr. 2, 1966.

O îmbinare de legătură bimetalică reprezintă o piesă de o formă oarecare, conductă, bară, placă etc., realizată din două metale şi care are rolul de a îmbina două piese ale unei construcţii metalice formate din metale diferite.

Îmbinarea bimetalică se poate suda uşor la locul necesar, avînd în vedere faptul că cele două suduri se realizează între metale de acelaşi fel; astfel, se înlătură problema sudării metalelor diferite.

Folosirea îmbinărilor bimetalice permite îmbinarea pieselor realizate din metale considerate — în general — ca imposibil de sudat împreună, de exemplu: cuprul cu aluminiu, aluminiu cu oţel inoxidabil etc.

Pentru fabricarea îmbinărilor bimetalice se pot utiliza diferite procedee: sudarea prin frecare sau prin explozie, îmbinarea prin difuziunea particulelor metalice, sudarea cu alamă prin sinterizarea pulberilor etc.

În figura 1 apar schematic două procedee mai uzuale folosite pentru fabricarea îmbinărilor de legătură bimetalice. Astfel, în figura 1, *a* apare procedeul prin extrudare în tandem (*1* — titan; *2* — oţel inoxidabil). Principalul avantaj al îmbinării constă în faptul că suprafaţa de contact nu este în nici un punct normală pe axa îmbinării, lungimea zonei de trecere fiind funcţie de caracteristicile celor două metale. Sudarea cu alamă (fig. 1, *b*) permite obţinerea unei îmbinări bimetalice sub formă de manşon; se foloseşte, în special, pentru îmbinări între aluminiu (1) şi oţel (2).

În cadrul procedeului bazat pe sinterizarea pulberilor, cele două metale sînt legate printr-o serie continuă de aliaje în scopul obţinerii unei treceri gradate de la un metal la altul şi pentru a se reduce solicitările mecanice şi termice determinate de diferenţa de dilatare. Procedeul este laborios, necesitînd realizarea mai multor aliaje sinterizate apoi într-o singură piesă.

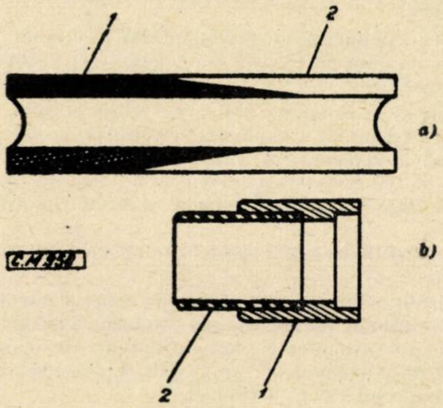


Fig. 1

Automatizarea zincării cheilor de piuliţe. N. A. Bogakovskii. În: Traktori i selhozmaşini, nr. 7, 1966.

La uzina „Revoluţia din Octombrie" din Odesa a fost dată în exploatare o linie automată pentru zincarea cheilor de piuliţe. Procesul tehnologic de zincare este format din: degresare electrochimică, spălare în curent de apă caldă şi apoi în curent de apă rece, decapare chimică, spălare în curent de apă rece, zincare, spălare în baie de fixare a electrolitului, limpezire, spălare în curent de apă rece, pasivizare cu crom, spălare în curent de apă rece şi în curent de apă caldă, uscare cu aer cald. În linia automată, băile sînt dispuse în formă de potcoavă, în conformitate cu succesiunea operaţiilor. Prinderea cheilor în dispozitivul de suspendare şi desprinderea lor se fac manual în afara liniei automate. Introducerea în băi şi deplasarea dispozitivului de suspendare cu chei de la o baie la alta se realizează automat cu ajutorul unui dispozitiv de ridicare cu transportor.

Schema de amplasare (fig. 1) cuprinde linia automată de zincare *1*, panoul de comandă *2* dotat şi cu aparatură de control şi măsură, sursele de alimentare cu energie electrică *3*, redresorul cu seleniu *4* pentru alimentarea băilor de degresare electrochimică, agregatul de curent continuu *5* de 1000/500 A şi 6/12 V pentru alimentarea băilor de zincare, stelajele *6*, mesele de lucru *7*, băile *8* pentru prepararea şi păstrarea soluţiilor şi instalaţia *9* pentru filtrarea şi pomparea electrolitului. Băile *8*, construite din oţel inoxidabil, servesc şi drept rezervoare în cazurile accidental de deversare a electrolitului din băile de zincare ale liniei. Utilizarea curentului continuu pentru alimentarea băilor de zincare asigură stabilitatea regimului de lucru.

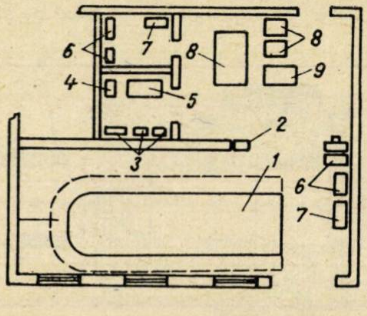


Fig. 1

Exploatarea liniei este simplă şi oferă securitatea corespunzătoare muncitorilor care o deservesc. La capacitatea de 3500 l, electrolitul are următoarea compoziţie: sulfat de zinc 275—325 g/l, sulfat de sodiu 80—120 g/l, sulfat de aluminiu 35—45 g/l sau alaun de potasiu 65—75 g/l, dextrină galbenă 8—10 g/l, aciditate pH 3,8—4,4. Regimul de lucru se caracterizează prin temperatura de 18—25°C şi densitatea catodică a curentului de 1,75—2,25 A/dm^2.

Materiale pentru lagăre rezistente la coroziune. În: Techniques mondiales, aprilie 1966.

La lagărele clasice, corodarea determinată în special de umiditatea atmosferică este împiedicată de prezenţa filmului de lubrifiant. Acest mod de protecţie lipseşte însă la lagărele uscate sau autolubrifiante formate din răşini sintetice şi care prezintă un coeficient de frecare redus, astfel încît fisurile arborilor respectivi se corodează în mod rapid apărînd pericolul gripării,

O serie de încercări făcute, mai ales pentru cazul mecanismelor cu funcţionare intermitentă (frîne, ambreiaje, suspensii auto), s-au dovedit însă neeficiente sau costisitoare.

În ultimul timp se pare că s-a putut preciza un procedeu — sub forma impregnării palierelor cu o compoziţie specială — absorbind umiditatea şi împiedicînd corodarea fusului sau chiar a lagărului cînd acesta este metalic, care a determinat rezultate corespunzătoare.

Lagărul comportă o masă poroasă cu coeficient de frecare redus şi fără a necesita ungere, formată, de exemplu, dintr-o răşină fenolică armată cu fibre de amiantă şi presată la cald sub presiune.

Substanţa de impregnare folosită este solubilă în apă şi uşor higroscopică (de exemplu, nitrit sau benzoat de sodiu sau un amestec al acestor două săruri). Substanţa se introduce în materialul lagărului sub forma unei substanţe apoase cu care se îmbibă acesta, după care lagărul este uscat la o temperatură de 120°C; se obţine astfel un depozit cristalin fin în cadrul structurii poroase a materialului lagărului.

În timpul funcţionării, în cazul pătrunderii umidităţii în spaţiul inelar dintre fus şi lagăr, apa respectivă dizolvă o parte din cristalele depuse pînă la stabilirea concentraţiei de echilibru care este funcţie de solubilitatea sării şi de temperatura atinsă. Capilaritatea structurii poroase permite ca noi cristale să intre în soluţie cînd lagărul se încălzeşte, fapt care împiedică ca particule de apă să rămînă pe suprafaţa fusului arborelui.

În acelaşi mod se pot impregna şi lagărele din materiale sinterizate; în acest caz, lagărul însuşi fiind expus corodării, agentul de impregnare acţionează prin absorbirea umidităţi care ajunge la porii materialului sinterizat, împiedicînd atît corodarea acestuia, cît şi a fusului.

Rezultatele obţinute pînă în prezent (Railko, Ltd — Anglia) par să indice o eficacitate apreciabilă a acestui procedeu.

Sudarea sub strat de pulbere protectoare. C. Prono. În: Rivista di meccanica, nr. 383, 1966.

Printre utilajele și instalațiile prezentate la Tîrgul de la Hanovra 1966 au apărut și unele instalații interesante pentru sudare sub strat de pulbere protectoare (Linde).

Astfel, în figura 1 apare schematic procedeul de sudare UPS, pentru sudarea verticală a îmbinărilor. Electrodul tubular consumabil din oțel special are un diametru interior de 5 mm, cel exterior avînd 16 mm; electrodul este introdus într-o teacă din pulbere specială de 1,5 mm grosime. Prin interiorul electrodului trece materialul de aport sub formă de sîrmă de 2, 5, 3 sau 4 mm.

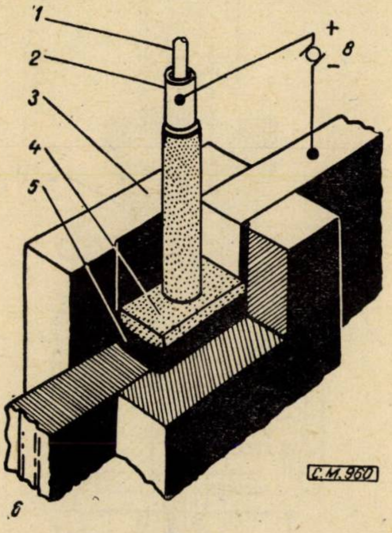


Fig. 1

În figura 1 s-au reprezentat: sîrma *1* formînd materialul de aport, electrodul tubular învelit *2*, suporții ficși deplasabili *3* (din cupru), stratul de pulbere topită *4*, baia de metal topit *5*, tablele de îmbinat *6* și *7*, sursa de energie electrică *8*.

Procedeul permite sudarea tablelor de 20 pînă la 60 mm grosime, cu o singură sîrmă fără oscilația electrodului; viteza de sudare este de 2,5 m/h pentru table de 20 mm și de 0,75 m/h pentru table de 60 mm grosime.

În figura 2 apare schema procedeului UPA pentru încărcare cu sudură: *1* — pulbere netopită; *2* — pulbere topită; *3* — strat metalic de încărcare; *4* — electrod; *5* — dispozitiv de alimentare cu pulbere; *6* — dispozitiv de alimentare cu material de aport granulat.

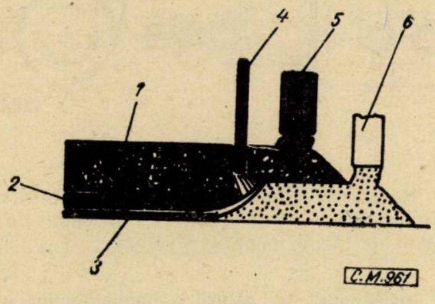


Fig. 2

În cadrul procedeului arcul nu atinge piesa și din această cauză temperatura piesei este cea minim necesară pentru a determina o bună aderență a stratului de încărcare.

Sistem de deservire planificată a locurilor de muncă. V. D. Mitrofanov. În: Mașinostroitel, nr. 7, 1966.

Una dintre principalele direcții de îmbunătățire a organizării proceselor auxiliare în atelierele mecanice ale întreprinderilor constructoare de mașini este constituită de perfecționarea deservirii locurilor de muncă. În această ordine de idei, la proiectarea a trei ateliere mecanice complexe dintr-o uzină moscovită s-au elaborat recomandări privind sistemul de deservire planificată a locurilor de muncă cu materiale, echipamente tehnologice și documentație tehnică.

Sistemul preconizat este bazat pe caracterul planificat, preventiv și complex al deservirii, reducînd în cea mai mare măsură lucrările de deservire pe care trebuie să le execute muncitorii productivi. Caracterul planificat este asigurat prin folosirea documentației unice referitoare la semifabricate, materiale și echipamente, constituite de fișele de parcurs, rapoartele de lucru și de preluarea schimbului etc. Caracterul preventiv este realizat prin lansarea la timp a documentației pentru pregătirea lucrului pe schimb sau pe 24 de ore, completarea operativă cu materiale, semifabricate și piese finite a depozitelor intermediare și cu documentație tehnică și echipamente tehnologice a magaziilor de distribuție a sculelor, completarea cu cele necesare a locurilor de muncă înainte de începerea schimbului, controlul deservirii în timpul schimbului. Caracterul complex al deservirii presupune folosirea mijloacelor mecanizate de transport în interiorul atelierelor, unificarea baremului pentru depozitarea obiectelor muncii în procesul de producție, corelată cu livrarea lor la locurile de muncă și în spațiile de deservire intermediare și utilizarea recomandărilor privind organizarea lucrului muncitorilor pe diferite profesii.

Conform sistemului de deservire planificată a locurilor de muncă, dispecerul distribuitor păstrează fișele de parcurs în dulapuri speciale repartizate pe grupe de operații și schimburi. Pentru completarea locurilor de muncă, înainte de începerea schimbului, dispecerul distribuitor alege obiectele necesare specificate în fișele din dulap și le depune pe masa de completare. Cantitățile respective sînt notate în fișe, acestea fiind așezate în casetele corespunzătoare din dulap. Materialele selectate sînt transportate la locurile de muncă și predate maiștrilor de atelier sau reglorilor înainte de începerea schimbului, iar în timpul schimbului, muncitorilor la mașini. Livrarea SDV-urilor la locurile de muncă este asigurată de lucrătorii magaziilor respective. Pentru buna îndeplinire a acestei sarcini, în documentație tehnologică trebuie să fie specificat necesarul pe fiecare operație.

Pentru evaluarea eficienței economice a sistemului s-a întocmit bilanțul fondului de timp al muncitorilor productivi și al celor auxiliari însărcinați cu deservirea locurilor de muncă, comparat cu timpul consumat anual de muncitorii productivi pentru deplasare, așteptare și preluare a obiectului muncii SDV-urilor și documentației. Rezultatele au fost concludente, atestînd că sistemul prezentat duce la micșorarea timpului necesar operațiilor neproductive semnalate, productivitatea muncii crescînd cu 4 — 10 %.

Un nou tip de capac pentru bocaport. G. Delbene. În: La Marina Italiana, nr. 2, 1966.

Printre instalațiile folosite pentru mărirea eficienței și îmbunătățirea randamentului navelor de transport, un loc important — sub aspectul preocupării din partea inventatorilor — îl deține instalația de închidere a bocaportului.

În acest sens trebuie menționat, din punctul de vedere al simplicității, tipul intrat în exploatare în ultimul timp sub denumirea de „Trans-roto" pus la punct de Cargo-Dynamics.

Principiul de funcționare adoptat este cel obișnuit, apărînd însă și unele aspecte particulare.

În figura 1 sînt reprezentate în mod schematic pozițiile succesive ocupate de un capac în timpul deschiderii și deplasării către extremitatea bocaportului. Fiecare capac este format dintr-un cheson metalic rigidizat, cu tablă la exterior, plasat pe patru grupe de role — cîte două de fiecare parte — care rulează pe ghidaje longitudinale în lungul ramei bocaportului.

Ghidajele pot fi înclinate în raport cu bocaportul astfel încît capacul, nemaifiind susținut pe role, realizează etanșarea necesară și rămîne blocat.

Centrul de greutate al fiecărui capac se găsește la jumătatea distanței dintre suporți (fig. 1), descriind o traiectorie descendentă (trasată în figură) în timpul manevrei. În acest fel, atunci cînd capacul trece de la poziţia orizontală la cea verticală, deplasarea se realizează în mod similar cu căderea pe un plan înclinat, manevra necesitînd un efort minim şi realizîndu-se în condiţii optime.

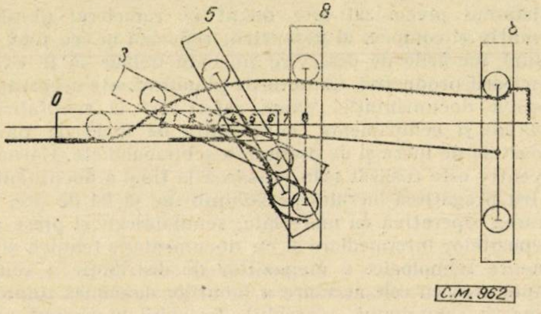


Fig. 1

Ca şi pentru alte tipuri de instalaţii de închidere a bocaportului este prevăzută atît posibilitatea de manevrare manuală, cît şi cu ajutorul troliilor electrice sau hidraulice.

Experienţa utilizării capetelor de filetat. Iu. Furmin. În : Stanki i instrument, nr. 6, 1966.

Execuţia filetelor cu ajutorul capetelor de filetat este caracterizată printr-o productivitate înaltă, determinată de viteza mare de aşchiere, şi printr-o durabilitate ridicată a sculei. Construcţia capetelor de filetat permite utilizarea cuţitelor-pieptene de diferite dimensiuni, operaţia de reglare a diametrului mediu al filetului fiind simplă. Capetele cu mişcare de rotaţie se folosesc pe maşini de filetat buloane, pe maşini agregate şi pe automate cu număr mare de arbori, iar cele fără mişcare de rotaţie — pe strunguri revolver şi strunguri automate cu un singur arbore. Cuţitele-pieptene sînt de tip disc, prismatice şi tangenţiale, cele mai răspîndite fiind primele.

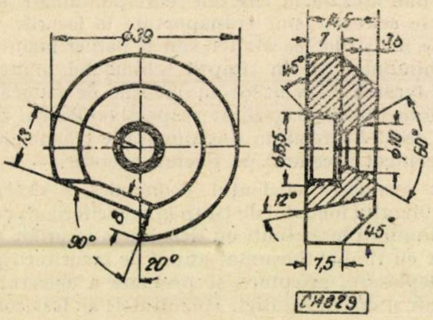


Fig. 1

Cu ajutorul cuţitelor-pieptene şi al bacurilor standardizate se poate realiza o gamă de capete de filetat cu gabarite reduse, acoperind un domeniu întins de dimensiuni ale filetelor. Astfel, prin utilizarea convenabilă a cuţitelor-pieptene şi a bacurilor capului 4K (GOST 3307—61), destinat execuţiei filetelor de 12—42 mm, domeniul de folosire se extinde la diametre de 60—135 mm.

Capetele de filetat prevăzute cu cuţite-pieptene speciale servesc şi la execuţia altor operaţii. De exemplu, în figura 1 se prezintă cuţitul care echipează capul 3K pentru teşirea muchiilor la 45°.

În figura 2 este redat un cap folosit la maşinile agregate pentru filetare şi teşirea muchiilor. El este dotat cu cuţitele-pieptene *1*, fixate cu becuri standardizate şi cuţitul reglabil de profil *2*, asigurat cu şuruburile *3*. Lichidul de răcire-ungere este vehiculat prin canalul central.

Figura 3 prezintă un suport mobil de strung revolver, în care capetele de filetat se fixează cu şuruburile *6*. Suportul *1* se poate deplasa liber în raport cu corpul *2*. Momentul de răsucire care apare în procesul de filetare este preluat de axul *3*, solidarizat cu corpul. Deplasarea suportului este înlesnită cu ajutorul rulmentului *5*. Ştiftul *8* asigură diminuarea frecării, iar şurubul *4* împiedică schimbarea poziţiei axiale a suportului, în perioada cînd capul de filetat se deplasează prin autoînşurubare, după acţionarea manuală a capului revolver. Revenirea capului de filetat în poziţia iniţială este comandată de resortul *9*, prins cu un capăt de consola *7* şi cu celălalt de corpul capului revolver.

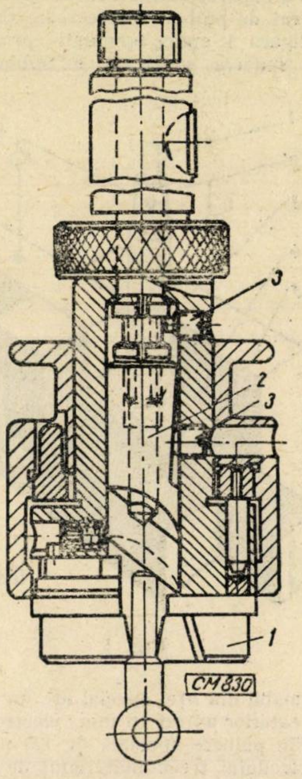


Fig. 2

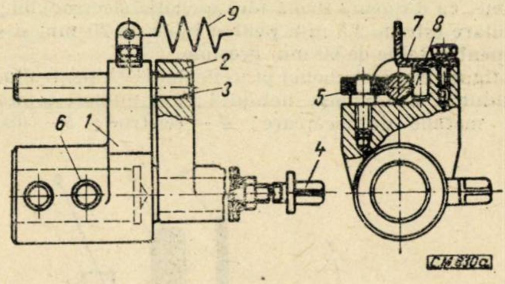


Fig. 3

Creşterea rezistenţei la uzură a poansoanelor prin ecruisare cu ultrasunete. Iu. M. Golubiev şi B. E. Minahin. În : Stanki i instrument, nr. 6, 1966.

Una dintre noile metode de durificare superficială a pieselor şi sculelor prin deformare plastică este ecruisarea cu ultrasunete. La aplicarea acestei metode alicele de oţel sau de aliaj dur lovesc suprafaţa de ecruisat cu frecvenţa de 18—24 kHz, dezvoltînd o presiune constantă ce determină apariţia tensiunilor superficiale în piesă. Principalele avantaje ale metodei constau în simplitatea dispozitivului de lucru şi a adaptării sale pe suportul strungurilor de filetat, valoarea redusă a presiunii constante de lucru, posibilitatea de ecruisare a pieselor cu duritate iniţială ridicată (pînă la 64 HRC) şi productivitate înaltă.

Parametrii fundamentali ai regimului de ecruisare cu ultrasunete sînt încărcarea statică P aplicată piesei, viteza mișcării principale, viteza de avans longitudinal și transversal determinată de viteza periferică de rotație a piesei și de viteza de avans longitudinal a suportului strungului, numărul de treceri. Forțele care apar în procesul de ecruisare cu ultrasunete au caracter de impuls și se exercită pe suprafețe reduse. Duritatea ridicată a oțelurilor călite supuse ecruisării cu ultrasunete nu împiedică deformarea plastică a materialului, deoarece în zonele de contact se realizează condiții e comprimării hidrosatice, astfel încît presiunea de lucru depășește de 2—3 ori limita de curgere a materialului. Temperatura medie la care se desfășoară procesul este de 800—1 200°C.

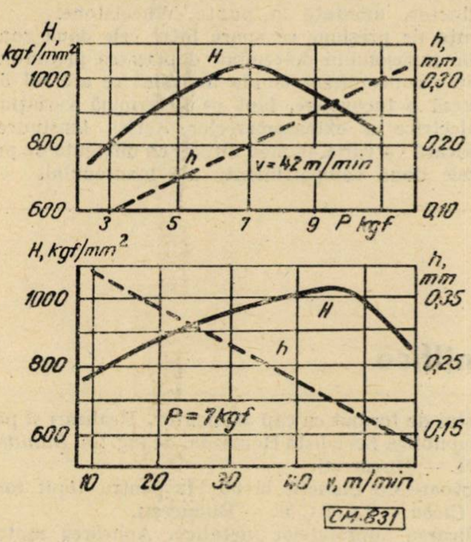


Fig. 1

Rugozitatea suprafețelor ecruisate cu ultrasunete depinde de calitatea obținută prin prelucrarea anterioară. Gradul de aplatisare a asperităților este determinat de plasticitatea materialului; cu cît plasticitatea materialului este mai mare, cu atît influența rugozității inițiale asupra calității suprafeței rezultate prin ecruisare este mai mică.

În figura 1 se prezintă influența încărcării statice și a vitezei de rotație a piesei asupra microrugozității superficiale și a adîncimii stratului deformat în cazul ecruisării cu ultrasunete a oțelului U20A cu duritatea inițială de 54—58 HRC. Încercările au fost efectuate cu alice avînd diametrul de 10 mm, amplitudinea oscilațiilor alicelor fiind de 10 μm și avansul suportului de 0,07 mm/rot.

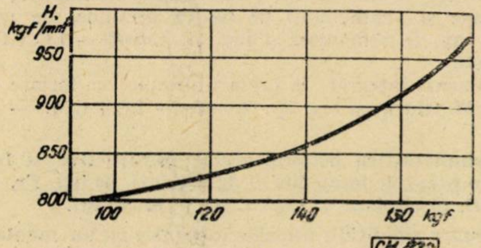


Fig. 2

În figura 2 se ilustrează influența favorabilă a metodei examinate asupra rezistenței la uzură a poansoanelor, apreciată prin greutatea producției finite.

Mașină portativă de găurit prin rotație și percuție. În : Rivista di meccanica, nr 379, 1966.

Mașina de găurit considerată este realizată (Rawplug Co. Ldt.) în două modele — RV4 și RV5A — ale căror caracteristici apar în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristici	RV4	RV5A
Mandrina utilizată	3/8″ (9,5 mm)	5/8″ (15,8 mm)
Turația mandrinei în sarcină, rot/min	530—1 300	400—950
Frecvența de percuție, lovituri/min	5 300—13 000	6 400—15 000
Puterea absorbită, W	320	450
Lungimea totală, mm	395	465
Greutatea, kgf	3,4	5,5

Mașina este indicată, în special, pentru găurirea materialelor de construcție (beton, piatră, cărămidă vitrificată etc.) lemn sau material plastic.

Se pot realiza dintr-o singură operație găuri pînă la 19 mm diametru și chiar găuri de diametru mai mare, folosind o operație suplimentară de găurire inițială la un diametru mai redus.

Acționarea se face electric, iar găurirea se realizează fie prin percuție (în opt viteze diferite), fie prin rotație (cu două viteze).

Modelul RV4, mai ușor, permite găurirea de jos în sus.

Construcția ambelor modele permite variația frecvenței de percuție fără oprirea mașinii.

Măsuri constructive corespunzătoare permit eliminarea perturbațiilor electrice la aparatele radiofonice și de televiziune.

Pentru ușurarea manipulării se poate fixa — pe corpul mașinii — un mîner suplimentar montat normal pe axa de acționare.

Efectul procedeelor electrochimice asupra proprietăților fizice ale metalelor și aliajelor. În : La Machine moderne, nr. 2, 1966.

Procedeele electrochimice aplicate pentru transportul particulelor metalelor cuprind : prelucrarea electrochimică, rectificarea electrolitică, frezarea electrochimică și electropolizarea.

În general, efectul acestor procedee asupra proprietăților mecanice ale metalelor și aliajelor prelucrate (limită de elasticitate, rezistență la rupere, rezistență la sarcini prelungite, ductilitate, duritate) este fără importanță.

În cazul pieselor din beriliu sau tungsten, ale căror suprafețe prezintă tendința de deformare la prelucrarea prin metode obișnuite de așchiere, aplicarea procedeelor electrochimice ameliorează relativ proprietățile mecanice respective. Efectul se datorește faptului că metodele electrochimice acționează numai la suprafața piesei, fără a determina eforturi suplimentare în adîncime.

Prelucrarea electrochimică se realizează prin dizolvare anodică, astfel încît hidrogenul nu pătrunde în piesă. În felul acesta nu pot apărea aspecte de micșorare a ductilității sau de micșorare a rezistenței în timp determinată de fragilitatea datorită acidului.

Finisarea prin metode mecanice este însoțită de eforturi de comprimare în stratul superficial, determinînd astfel o creștere a rezistenței la oboseală. Dimpotrivă, electropolizarea nu duce la eforturi suplimentare în stratul superior, permițînd astfel determinarea rezistenței reale la oboseală a metalului considerat. Din această cauză, atunci cînd valoarea rezistenței la oboseală are o importanță mare se realizează o ultimă prelucrare a epruvetei printr-un procedeu electrochimic (electropolizare sau prelucrare electrochimică).

În general, suprafețele obținute nu prezintă neregularități, fisuri sau deformații de natură termică; iar microstructura stratului superficial rămîne neschimbată. Datorită acestor aspecte se poate prevedea pentru un viitor apropiat o utilizare pe scară largă, în industrie, a procedeelor electrochimice. Astfel, în mai puțin de zece ani, prelucrarea electrochimică va ocupa în industrie 15—25% din volumul prelucrărilor metalelor și aliajelor dure.

Manometru pentru măsurarea rapidă a presiunilor diferenţiale. În: Product Engineering, noiembrie, 1965.

Instrumentul considerat permite captarea şi transmiterea variaţiilor rapide de presiune pînă la 0,001 torr. Datorită utilizării în cadrul construcţiei a extensometrelor cu semiconductoare, manometrul poate să urmărească aproape instantaneu variaţia presiunii.

Constructiv, instrumentul se compune dintr-un manşon — ca piesă principală — avînd la fiecare capăt cîte un orificiu de admisie. În interiorul manşonului sînt delimitate două compartimente separate prin intermediul unui piston şi al unui burduf; burduful este situat între capul pistonului şi manşon, într-unul din compartimente, tija pistonului fiind legată de un dispozitiv limitator de cursă în compartimentul opus. Limitatorul are rolul de a amortiza mişcarea ansamblului piston-burduf în cazul unei diferenţe exagerate de presiune.

O bandă îngustă din metal flexibil are un capăt fixat pe tija pistonului, capătul celălalt fiind fixat pe fundul manşonului. Pe banda metalică sînt fixate patru extensometre cu semiconductor, montate în punte Wheatstone.

Diferenţa de presiune ce apare între cele două compartimente ale manşonului determină deplasarea pistonului şi a burdufului; concomitent banda metalică ce are rol de captator suferă o încovoiere, fapt ce determină variaţia rezistenţei electrice a extensometrelor. Astfel, tensiunea continuă aplicată va varia, în mod direct, cu diferenţa de presiune dintre cele două compartimente ale manşonului.

Cronică

Sesiune tehnico—ştiinţifică

Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini în colaborare cu Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor a organizat la Bucureşti, în zilele de 17—19 noiembrie 1966, o sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema: „Cercetarea ştiinţifică, factor de bază al dezvoltării construcţiilor de maşini”.

Sesiunea a ilustrat importanţa deosebită ce se acordă cercetării ştiinţifice, marcînd în acelaşi timp împlinirea unui deceniu de activitate a „Institutului de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcţiilor de maşini”.

La sesiune au participat peste 300 de cadre tehnice din ministere, întreprinderi constructoare de maşini, institute de proiectări şi cercetări şi învăţămînt tehnic superior. În cadrul a opt secţii de specialitate s-a audiat un număr total de 74 de comunicări, din care 50 aparţin Institutului de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcţiilor de maşini, iar restul institutelor de cercetări şi proiectări, institutelor politehnice şi întreprinderilor constructoare de maşini.

Lucrările prezentate, pe secţii de specialitate, sînt:

Secţia „*Procedee tehnologice şi utilaje de turnătorie*”

— Procedeu de elaborare a fontelor cenuşii cu rezistenţe superioare, necesare turnării pieselor importante de maşini-unelte, de ing. *M. Popescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Obţinerea fontelor maleabile cu caracteristici mecanice superioare, de ing. *M. Ştefănescu* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Cercetări privind folosirea amestecurilor fluide şi cu autoîntărire la turnarea pieselor mici şi mijlocii din oţel, fontă şi aliaje neferoase, de dr.ing. *C. Cosneanu* şi ing. *V. Landeş* — Institutul de cercetări metalurgice — Bucureşti.

— Elaborarea şi folosirea prealiajelor de Ni-Mg pentru obţinerea fontelor cu grafit nodular aliate, de dr. ing. *L. Sofronie*, dr. ing. *C. Cosneanu* şi ing. *V. Ciora* — Institutul de cercetări metalurgice — Bucureşti.

— Cercetări privind eficacitatea modificatorilor folosiţi pentru obţinerea fontelor modificate cu grafit lamelar, de dr. ing. *L. Sofronie*, dr. ing. *C. Cosneanu* şi ing. *C. Cernat*— Institutul de cercetări metalurgice — Bucureşti.

— Cercetări privind structura primară a fontelor cenuşii şi modificate, de dr. ing. *L. Sofronie* şi ing. *C. Scortea* — Institutul de cercetări metalurgice — Bucureşti.

— Folosirea cocsului brichete la topirea fontei în cubilou, de ing. *M. Hîrsulescu* — Institutul de cercetări metalurgice — Bucureşti.

— Elaborarea şi turnarea aliajelor (Z_{30} şi compoziţii WM_9 şi WM_{89}) în cuzineţii bi- şi trimetalici, de ing. *N. Şerban* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Realizări în domeniul turnării magneţilor în forme de precizie, de ing. *Elena Săvulescu* şi *P. Popescu* — uzina „Electromagnetica” — Bucureşti.

— Utilizarea nisipului de rîu (Timiş) în amestecurile de formare, de ing. *I. Sporea* şi ing. *M. Ştefan* — Institutul politehnic — Timişoara.

— Maşini de format cu cap aruncător. Realizări şi perspective în Republica Socialistă România, de ing. *Gh. Dumitrescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Cuptoare cu inducţie la 50 Hz pentru topit fonte, de ing. *Gh. Cioba* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Aplicarea suprafeţelor metalice. Aplicarea metodei în industrie cu indicarea tehnologiei moderne în diverse domenii, de ing. *V. Dumitrescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Instalaţie de topire prin inducţie cu performanţe la nivelul tehnicii mondiale, semiautomatizată, de ing. *C. Reinheimer* şi ing. *T. Pantelimon* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Studiul şi analiza normalizării din Republica Socialistă România, la finele anului 1964, în vederea determinării planului cu lucrări de normalizare pe perioada 1965—1970 în sectorul turnătoriilor, de ing. *St. Macri* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Remedierea defectului de neumplere prin acţionare asupra vitezei de ridicare a metalului lichid în formă de turnare, de conf. ing. *C. Wanyorek* — Institutul politehnic — Braşov.

Secţia „*Procedee tehnologice şi utilaje de forjă*”

— Probleme de perspectivă ale dotării cu utilaje moderne a forjelor Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, de ing. *M. Pridvornic* şi ing. *D. Schiopescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Asupra determinării forţelor necesare la presarea fundurilor ambutisate dintr-o bucată, de ing. *V. Bovo* şi ing. *M. Pridvornic* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Un nou sistem de reglaj al nivelului fluidului la staţiile de pompe şi acumulatori de înaltă presiune, de ing. *M. Marin*, ing. *D. Schiopescu* şi ing. *S. Casseti* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Comenzi integrate la prese hidraulice de forjare liberă, de ing. *M. Marin* şi ing. *Tr. Conţiu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Îmbunătăţirea performanţelor constructive şi funcţionale la o presă de foraje liberă de 6 000 tf, de ing. *Tr. Conţiu* şi ing. *D. Schiopescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Asupra rigidităţii preselor mecanice cu un montant, de conf. dr. ing. *V. Moldovan* — Institutul politehnic — Cluj.

— Modernizări de prese hidraulice de forjare liberă în uzinele Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, de ing. *M. Marin* şi ing. *D. Schiopescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Procedeul „Deutroflux” de defectoscopie magnetică uscată, aplicat în producţia de serie a pieselor matriţate, de ing. *M. Codreanu* — uzina „Steagul roşu” — Braşov.

Secţia „*Procedee tehnologice şi utilaje de tratament termic, încălzire şi acoperiri de suprafaţă*”

— Posibilităţi de îmbunătăţire a calităţii pieselor şi sculelor prin aplicarea călirii izoterme şi a călirii în trepte, de ing. *I. Burcioiu* şi ing. *A. Vasiloiu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Noi amestecuri de săruri indigene netoxice pe bază de uree pentru tratamentul termochimic al pieselor şi sculelor, de ing. Gh. Suceveanu, ing. *D. Ionescu* şi *A. Radu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Studiu privind călirea izotermă a unor arcuri elicoidale fabricate de Uzina de vagoane — Arad, de ing. *I. Radu* — Uzina de vagoane — Arad.

— Despre stabilirea unor criterii ştiinţifice şi tehnico-economice privind aplicarea electrocăldurii prin inducţie în construcţia de maşini, de ing. *Tr. Seceleanu* şi ing. *H. Menscher* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Stadiul şi perspectivele aplicării industriale a electrocăldurii prin inducţie pentru topirea metalelor feroase şi neferoase în vederea turnării pieselor în construcţia de maşini, de ing. *Tr. Seceleanu* şi ing. *Şt. Teodorescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Determinarea prin calcul şi experimentări a parametrilor optimi tehnologici şi constructivi pentru instalaţia de călire prin inducţie la frecvenţa de 8000 Hz a arborilor cotiţi de 350/700 CP, de ing. *Tr. Seceleanu*, ing. *I. Burcioiu*, ing. *I. Sburătură* şi *E. Dumitrescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Îmbunătăţirea superficială prin curenţi de inducţie a porţiunilor solicitate de acele, inimile de încrucişare şi şinele de cale ferată, de ing. *Gr. Niculescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Cercetări privind mărirea duratei de exploatare prin tratament termic cu încălzirea prin inducţie a organelor active pentru maşini agricole, de ing. *M. Ogea* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Încercări de mărire a rezistenţei la uzură a cuplului camă—tachet de la motorul SR—211, de ing. *M. Marinescu* — uzina „Steagul roşu" — Braşov.

— Tehnologia construcţiei cuptoarelor, de ing. *V. Ionescu* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Tuburi radiante pentru cuptoare lucrînd cu atmosferă controlată, de ing. *M. Munteanu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Cercetări privind stabilirea unor electroliţi de nichelare lucioasă cu viteze mari de depunere, de ing. *A. Grünberg* şi ing. *A. Rădoi* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Verificarea comparativă a metodelor de pregătire a suprafeţelor în vederea vopsirii, utilizate în industria constructoare de maşini, de ing. *G. Cosma*, ing. *I. Firoiu*, chimist *S. Minea* — Institutul de cercetări şi proiectări electrotehnice — Bucureşti.

Secţia *„Procedee tehnologice de sudare"*

— Propuneri pentru aprecierea defectelor de sudură, de dr. ing. *A. Million* şi fiz. *A. Constantinescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Problema ruperilor încetinite în construcţii sudate, de dr. ing. *C. Million* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Acţiunea gazelor în oţeluri şi îmbinări sudate, de dr. ing. *A. Million* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Sudarea ţevilor din oţel carbon placate cu oţel inoxidabil, cupru şi alamă, de ing. *N. Greavu* — I.C.T.C.M. Bucureşti.

— Contribuţii la studiul procesului de aliere în baia de sudare, de ing. P. *Năiculescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

Secţia *„Procedee tehnologice şi utilaje pentru prelucrări la rece"*

— Cercetări privind prelucrarea metalelor prin procedee electroerozive la Institutul politehnic — Timişoara, de prof. dr. ing. *Aurel Nanu* — Institutul politehnic — Timişoara.

— Finisarea de precizie prin metoda rulării a suprafeţelor cilindrice şi conice, de ing. *A. Maier* — uzina „1 Mai" — Ploieşti.

— Studiul îmbunătăţirii calităţii cămăşilor de cilindri a motoarelor de autocamioane şi tractoare româneşti, de conf. dr. ing. *Gh. Drăghici*, ing. *I. Popescu*, ing. *D. Holando* şi ing. *I. Pinkovici* — Institutul politehnic — Braşov.

— Aspecte ale aplicării tehnologiei de grup în uzinele Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini — de ing. *I. Luca* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Maşină specială pentru prelucrarea cutiilor de unsoare pentru vagoane de cale ferată, de ing. *C. Vulpe* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Strunjirea metalelor la cald, de ing. *L. Bahrim* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Burghie elicoidale cu conuri şi cozi din masă plastică, de C. *Vanca* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Contribuţii în legătură cu posibilitatea măririi preciziei de prelucrare a unor scule aşchietoare, de prof. ing. *I. Lăzărescu*, şef lucr. ing. *G. Abrudan*, şef lucr. ing. *A. Antal*, şi conf. *N. Ghircoiaşiu* — Institutul politehnic—Cluj.

— Cercetări asupra productivităţii la honuirea semifabricatelor din fontă, de ing. *V. Ionuţ*, ing. *V. Killmann* şi ing. *Gh. Petriceanu* — Institutul politehnic — Cluj.

— Variaţia cîmpului de temperatură la honuirea cilindrilor cu pereţii subţiri, de ing. *V. Ionuţ* — Institutul politehnic — Cluj.

— Soluţii tehnologice utilizate la realizarea maşinii de mortezat dantură tip MD 500, de ing. *St. Ene* şi ing. *I. Drăghia* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Influenţa reciprocă a erorilor danturii roţilor dinţate în măsurarea principalilor ei parametri, de ing. *L. Georgescu* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Studiul procesului de generare a impulsurilor la prelucrarea cu scîntei electrice cu electrod oscilant, de ing. *N. Alexandru* — Institutul politehnic — Timişoara.

Secţia *„Metode şi aparate de control"*

— Tendinţe noi în organizarea controlului dimensional, de ing. *R. Moţoiu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Controlul în timpul prelucrării pe maşini de rectificat rotund, de ing. *E. Ionescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Mijloace electronice pentru măsurarea vibraţiilor la maşini, de *I. Iakab*, *A. Goldhamer* şi *C. Gheorghiade* — Institutul de cercetări şi proiectări electrotehnice — Bucureşti.

— Metode de verificare dimensională a rulmenţilor, de ing. *V. Emanoil* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Controlul dimensional pneumatic, de ing. *I. Pipercu* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Controlul rugozităţii suprafeţelor în întreprinderile constructoare de maşini, de ing. *D. Dumitrescu* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Rolul economic al controlului nedistructiv, de ing. *Al. Steriopol* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

Secţia *„Utilaje diverse şi organe şi maşini"*

— Studiu asupra asimilării în fabricaţia Republicii Socialiste România a variatoarelor mecanice de turaţie, de ing. *C. Munteanu* şi ing. *D. Bădescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Îmbinarea prin frecare cu ajutorul presiunii hidraulice aplicate la transmisiile hidraulice L. 28, de ing. *Gh. Găină* — uzina „Hidromecanica" — Braşov.

— Contribuţia Institutului de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcţiilor de maşini la realizarea unor utilaje cu parametri ridicaţi pentru turnătoriile de fontă şi oţel, de ing. *B. Sava* şi ing. *Th. Charas* — I. C. T. C, M. — Bucureşti.

— Electrotambure de acţionare pentru transportoare cu bandă, de ing. *B. Sava* şi ing. *Th. Charas* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Rezultatele experimentării şi omologării elementelor hidraulice tipizate, de ing. *V. Marin* şi ing. *S. Dobrescu* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Asimilarea în Republica Socialistă România a unei game moderne de armături industriale, de ing. *A. Bernachi* şi ing. *D. Sculy* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

Secţia *„Organizare industrială"*

— Metode de organizare ştiinţifică a producţiei, de ing. *Tr. Şerban* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Teoria modului de lucru ştiinţific în industrie şi utilitatea lui, de conf. ing. *C. Wanyorek* — Institutul politehnic — Braşov.

— Optimizarea planurilor de producţie, de ing. *C. Culcer* — I. C. T. C. M. — Bucureşti.

— Conducerea producţiei cu ajutorul metodei drumului critic, de ing. *Fl. Dinică* — I.C.T.C.M. — Bucureşti.

— Protecția muncii în lucrările de cercetare și proiectare, de ing. *Al. Steriopol* — I.C.T.C.M. — București.

— Sistematizarea materialelor documentare, condiție indispensabilă a cercetării științifice, de ing. *H. Engel* — uzina „6 Martie” — Zărnești.

Lucrările prezentate în cadrul sesiunii au oglindit atît activitatea și rezultatele obținute de Institutul de cercetări tehnologice pentru procese tehnologice specifice industriei construcțiilor de mașini, cît și preocuparea comună a celorlalte institute de cercetări și proiectări, a învățămîntului tehnic superior și a întreprinderilor de a contribui efectiv la dezvoltarea în continuare a industriei construcțiilor de mașini.

Sesiunea a reliefat faptul că cercetarea științifică constituie o problemă de importanță vitală, de care depinde în mod nemijlocit eficiența activității acestei ramuri. Prin sfera largă de domenii abordate — construcție, tehnologie. organizare etc. — cercetarea științifică trebuie să răspundă problemelor concrete actuale sau de perspectivă ale construcției de mașini.

Comunicările prezentate, participarea largă a specialiștilor și nivelul ridicat al dezbaterilor au demonstrat că sesiunea și-a atins pe deplin scopul urmărit, contribuind la ridicarea pe o treaptă superioară a cercetării științifice în construcția de mașini.

V. Calcan

Expoziția tehnică Invest-Export

Întreprinderea de comerț exterior INVEST-EXPORT din R.D. Germană a organizat în București între 23 noiembrie și 1 decembrie a. c., în sectorul A al Pavilionului central de expoziții din Piața Scînteii, nr. 1, o expoziție în care au fost prezentate instalații, echipamente și mașini pentru industria metalurgică și constructoare de mașini și electrotehnică.

Întreprinderea de stat Electromat — Dresda prezintă: automatul de pozare a cablurilor în forme cu comandă după program pentru pozarea a maximum 20 conductori; automatul de rectificat F 355 pentru șlefuirea unor spirale pentru rezistențe; aparatul pentru încercarea sîrmelor lăcuite, de 0,1—2,5 mm diametru exterior; ciocanul electromagnetic pentru presare, ștanțare, nituire, ambutisare, marcare, sudare la rece sub presiune, care poate fi utilizat în industria electrotehnică și în industria ușoară; bobinaje de rotoare și statoare.

Întreprinderea Ernest Thälmann — Magdeburg prezintă: modelul unei linii de mașini pentru trefilat sîrmă de 5—10 mm diametru; mașina de cablat rapid SR6 × 400 pentru confecționarea conductorilor multifilari și a cablurilor de sîrmă, cum și la cablarea conductorilor, modelul unei linii tehnologice pentru fabricarea cablurilor electrice izolate cu materiale plastice; modelul unei instalații complete de concasare și sortare a pietrișului; modelul unui concasor cu ciocane, pentru concasarea materialelor de duritate medie: piatră de var, huilă, minereuri; modelul unui concasor cu culisă pentru concasarea rocilor tari: bazaltul, porfirul, granitul, gresia șistoasă, minereuri de fier; concasor cu culisă-manivelă pentru laborator; dispozitiv de prindere cu magneți permanenți pentru înlăturarea corpurilor feromagnetice din găurile de sonde geologice; modelul unei linii tehnologice pentru extracția uleiului comestibil din semințe și fructe de plante oleaginoase, într-o singură presare, cu o capacitate de 36 — 40 t, cu un conținut de ulei rămas de 5 %; modelul unei instalații de presare de mare capacitate ETP 20 cu instalație de condiționare ETK 10, pentru extracția uleiurilor comestibile din plante și fructe.

Întreprinderea de stat pentru construcția mașinilor grele „Heinrich Rau” — Wildau a prezentat: modelul unei mașini de îndreptat tablă la rece pentru table de 8—40 mm grosime și 3 200 mm lățime; modelul unei mașini de tras țevi de oțel de 30—120 mm diametru, cu viteză maximă de tragere de 40 m/min și lungime maximă de tragere 16 m, la care ciclul de lucru este complet mecanizat și semiautomatizat.

Întreprinderea de stat pentru mașini și turnătorii din Dessau a prezentat: un reductor-inversor naval cu mai multe viteze MS 400 2—1, pentru motonave de coastă, spărgătoare de gheață, remorchere și drage, vase pescărești și nave de larg, de 400 CP și cu o turație de 750 rot/min.

Întreprinderea de stat pentru împletituri rapide Berlin a prezentat: modelul unei instalații pentru împletit sîrmă „Q Unidra” 24 S și 24 K pentru îmbrăcat cabluri și furtune de înaltă presiune cu sîrmă de oțel pentru arcuri, cu o rezistență de 280 kgf/mm^2.

Întreprinderea de stat INEX — Berlin a prezentat: modelul atelierului de cablat al unei fabrici de cabluri de sîrmă, pentru fabricarea cablurilor multifilare cu secțiune rotundă și dreptunghiulară, de 40—10 mm diametru.

Întreprinderea de stat pentru construcția războaielor de țesut sîrmă — Neustadt (Orla) a prezentat mașina de țesut sîrmă cu bătaie dublă VDW Z 0,16, pentru țesături fine și foarte fine.

Întreprinderea de stat pentru instalații de turnătorie — Leipzig prezintă: modelul unei mașini de debavurat cu bandă, disc centrifugal PRS 900, pentru piese mici compacte, din fontă turnată, fontă maleabilă sau oțel turnat, cu ciclu de lucru complet automat, cu o capacitate de debavurat de maximum 28 t/h pentru fontă turnată, maximum 1,8 t/h pentru fontă maleabilă și maximum 1,5 t/h pentru oțel turnat; modelul unei instalații automate pentru prepararea nisipului, cu două malaxoare AMK 250, prevăzută cu instalație pentru dozarea apei, cu agregat de răcire și cu două malaxoare pentru nisip de miezuri AMF 75, cu o capacitate de 40 m^2/h nisip de turnătorie și 3 m^2/h nisip de miezuri, pentru a cărei deservire sînt necesare numai două persoane; modelul unei instalații automate de formare, compusă din trei instalații de formare cu cîte două automate de vibrare și presare a jumătăților de formă, Formatic R 20, cu o capacitate de 20 000 t piese turnate pe an — în cazul exploatării în două schimburi — și modelul unei mașini de formare cu vibrare, cu placă rabatabilă, tip FRW 50.

În cursul expoziției au fost ținute conferințe de către specialiști ai întreprinderilor expozante, care au arătat modul de lucru al mașinilor prezentate; în cadrul acestor conferințe s-au prezentat și filme tehnice.

Expoziția a fost vizionată de un mare număr de specialiști care au admirat calitatea și nivelul tehnic ridicat al instalațiilor și mașinilor prezentate.

Expoziția tehnică finlandeză

Între 9 și 16 noiembrie a. c. a avut loc la București în pavilioanele E și F ale expoziției din Piața Scînteii, expoziția tehnică finlandeză, organizată de fabricile constructoare de mașini ale asociației de export METEX, cu sprijinul Camerei de Comerț a Republicii Socialiste România.

Cea mai mare pondere a expoziției au avut-o mașinile și utilajele pentru industriile mecanice de prelucrare a lemnului, mașini pentru cojirea continuă, fabricarea de furnire și placaje, plăci aglomerate, plăci fibrolemnoase, cît și mașinile și utilajele pentru industria celulozei și hîrtiei și prelucrarea chimică a celulozei, mașini pentru fabricarea diferitelor sorturi de hîrtie, cum și diferite instalații auxiliare pentru fabricile de hîrtie și plăci.

Societatea Finish CABLE WORKS a prezentat diferiți conductori din cupru și aluminiu și diferite cabluri, echipament electric industrial și de telecomunicații (aparate de măsură și reglare pentru industria hîrtiei și pentru industria energetică). cum și sisteme de alarmă pentru nave, aparate de radiocomunicații și sisteme de curenți purtători.

Firma Hurre a prezentat frigidere de uz casnic și pentru întreprinderile de comerț alimentar.

Firma Fiskus a prezentat plugul KH. Au mai fost prezentate produse ale industriei textile și ale industriei ușoare.

Expoziția a fost vizitată de un public numeros, care a admirat calitatea și nivelul tehnic ale produselor.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

E 3279

ORSZÁGOS MŰSZAKI DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983 BUDAPEST

INDEX ALFABETIC

EDITORIALE

Marinescu, M. : Industria construcţiilor de maşini în primul an al cincinalului, nr. 1, p. 1–2.

Caţi, A. : Politica Partidului Comunist Român de dezvoltare cu precădere a industriei grele, nr. 5, p. 249–254.

Consfătuirea pe ţară a constructorilor de maşini. Cuvîntarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu, secretar general al Comitetului Central al Partidului Comunist Român, nr. 6–7, p. 313–318.

* * * Chemare către muncitorii, inginerii, tehnicienii şi economiştii din uzine şi din institutele de cercetări şi proiectări ale industriei construcţiilor de maşini, nr. 6–7, p. 319–322.

Marinescu, M. : Consfătuirea pe ţară a lucrătorilor din industria construcţiilor de maşini, nr. 6–7, p. 323–325.

Moga, Al. : Despre organizarea cercetării în construcţia de maşini, nr. 8, p. 441–443.

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

Mărdărescu, R. şi *Abăităncei, D.* : Metode grafice pentru determinarea unor mărimi cinematice ale ambielajului motoarelor cu piston, nr. 1, p. 3–6.

Postelnicescu, M. : Dimensionarea economică a schimbătoarelor de căldură prin convecţie ale cazanelor de abur, nr. 1, p. 7–13.

Stan, A. : Nomograme utile în studiul unor probleme de cuplaj mecanic, nr. 1, p. 13–17.

Boboescu, N., *Bozan, Gh.* şi *Negrea, V.* : Determinarea caracteristicii de forţă a ventilelor de reglare monoscaun cu difuzor de la turbinele cu abur, nr. 1, p. 24–28.

Dudiţă, Fl. : Tendinţe noi în construcţia transmisiilor cu articulaţii universale folosite la autovehicule, nr. 1, p. 29–37.

* * * Produse noi în industria construcţiilor de maşini. Strungul carusel SC 2 000 şi SC 2 500, p. 48–49.

Bernath, Al., *Horovitz, B.* şi *Sös, L.* : Asupra rezistenţei la oboseală a unor sortimente de oţeluri aliate de îmbunătăţire, nr. 2, p. 65–75.

Segal, H. şi *Sîrbu, Gr.* : Determinarea caracteristicilor funcţionale ale frînelor pentru maşini de ridicat, nr. 2, p. 75–83.

Cîrdu, M. : Particularităţile instalaţiilor de turbine cu abur cu condensaţie răcite cu apă de mare, nr. 2, p. 93–101.

Moneanu, Ch. : Consideraţii asupra unor soluţii constructive pentru îmbunătăţirea caracteristicilor ventilatoarelor centrifugale, nr. 2, p. 101–106.

Nădăşan, Şt. şi *Raţiu, M.* : Consideraţii asupra folosirii raţionale a oţelurilor în construcţia de maşini, nr. 3, p. 125–133.

Pavel, Al. : Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică (I), nr. 3, p. 137–149.

Turle, Gh. : Unele aspecte privind construcţia elevatoarelor cu cupe de uz general, nr. 3, p. 149–151.

Ferencz, A. : Consideraţii privind calculul lagărelor axiale ale turbinelor cu abur cu portsegmenţi elastici, nr. 3, p. 152–160.

König, H. şi *Simen, O.* : Probleme specifice în construcţia utilajului emailat pentru industria chimică, nr. 3, p. 160–163.

Rohonyi, V. : Controlul la siguranţa în funcţionare a lagărelor cu alunecare, nr. 3, p. 171–177.

Tache, V., *Bădescu, Gh.* şi *Brăgaru, A.* : Metode practice pentru determinarea parametrilor la excentricii circulari, nr. 4, p. 185–194.

Stambuleanu, A. şi *Hirao, O.* : Încălzirea amestecului carburant în timpul admisiunii, de la pereţii interiori calzi ai cilindrului motorului cu benzină, nr. 4, p. 195–204.

Pavel, Al. : Cu privire la calculul de rezistenţă şi etanşeitate al îmbinării prin mandrinare dintre ţevile şi plăcile aparaturii tubulare utilizate în industriile petrolieră prelucrătoare, chimică şi petrochimică (II), nr. 4, p. 205–213.

Vas, Al., *Popovici, D.* şi *Lipovan, L.* : Consideraţii asupra unor fenomene la amorsarea jetului de plasmă, nr. 4, p. 214–219.

Hrelescu, M., *Bär, F.* şi *Sălăgean, Tr.* : Mărirea rezistenţei mecanice la granulele fluxurilor ceramice, nr. 4, p. 219–222.

Truică, N. : Referitor la angrenajele interioare cu z şi $z-1$ dinţi, nr. 4, p. 222–224.

Seleşteanu, Al. : Principii şi metode de optimizare în construcţia de maşini, nr. 5, p. 255–260.

Pimsner, V. : Influenţa recuperării căldurii asupra performanţelor turbomotorului cu ardere internă, nr. 5, p. 260–264.

Krpan, Dr. : Variabilitatea coeficienţilor de frecare la alunecare, nr. 5, p. 264–275.

Pelecudi, Ch. şi *Hunker, T.* : Problemele geometrico-mecanice ale automatului de control aspectual al bilelor de rulmenţi, nr. 5, p. 275–283.

Maroş, D. şi *Orlandea, N.* : Angrenarea flancurilor şi concluzii privind mărirea capacităţii portante la angrenajele melcate globoidale de tip Cone, nr. 5, p. 283–291.

Vlad, Al. : Productivitatea strungurilor automate în comparaţie cu alte maşini-unelte aşchietoare, nr. 6–7, p. 358–362.

Caşler, Gh., *Belous, V.* şi *Rener, Al.* : Contribuţii la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oţelurilor româneşti, nr. 6–7, p. 375–381.

Horovitz, B. şi *Kovacs, Fr.* : Cercetări experimentale asupra angrenajelor, nr. 6–7, p. 382–394.

Zgură Gh. : Cercetări experimentale privind vibraţiile la frezarea frontală, nr. 6–7, p. 395–399.

Cigan, L. : Analiza structurii erorilor sistemelor de reglare, nr. 6–7, p. 416–421.

Demian, Tr. şi *Tudor, D.* : Asupra teoriei preciziei mecanismelor, nr. 8, p. 444–448.

Năstase, M. : Cercetări experimentale privind dimensiunile antecamerei unui motor Diesel, nr. 8, p. 454–458.

Soşea, I. şi *Onică, M.* : Bărci de salvare din aluminiu, nr. 8, p. 480–483.

Georgescu, Gh. : Consideraţii tehnice privind instalaţiile de frig la bordul navelor, nr. 8, p. 484–488.

Peligrad, N. : Curbele caracteristice de funcţionare ale pompelor pentru noroi acţionate prin convertizoare hidraulice de cuplu, nr. 9, p. 505–510.

Pavel, Al. : Calculul perioadei oscilaţiilor proprii ale aparatelor de tip coloană, nr. 9, p. 510–515.

Zgură, Gh. : Cercetări teoretice şi experimentale privind stabilitatea la vibraţii, în cazul frezării frontale, nr. 9, p. 516–523.

Mlădinescu, T. : Dependenţa coeficientului dinamic de gradul de acoperire la roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, nr. 9, p. 523–528.

Cosoroabă, V. şi *Oprea, N.* : Studiul domeniului funcţional al compresorului cu piston, nr. 9, p. 530–533.

Handra Luca, V. T. : Determinarea razei de curbură la camele cu culegător talpă de translaţie şi oscilant, nr. 9, p. 533–535.

Horovitz, B., *Crudu, M.*, *Perju, D.* şi *Balekics, M.* : Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate, nr. 10, p. 573–579.

Crudu, M. şi *Perju, D.* : Dispozitiv de încărcare inerţial pentru sisteme în circuit mecanic inchis, nr. 10, p. 579–582.

Dragu, D. şi *Enache Şt.* : Cu privire la influenţa rugozităţii suprafeţelor asupra comportării organelor de maşini, nr. 10, p. 591–595.

Leonte, A. : Mărirea durabilităţii supapelor motoarelor cu ardere internă, nr. 10, p. 599–604.

Budu, T., *Ciubotaru, I.*, *Abăităncei, D.*, *Nagy, T.*, *Sălăgean, C.* şi *Frîncu, T.* : Comportarea motorului D–103 supraalimentat, nr. 11, p. 633–640.

Vasiliu, Ch. şi *Neguţ, L.* : Probleme de echilibru în plan vertical la plugul balansier de desfundat, nr. 11, p. 650—654.

Sonea, P. şi *Sonea, I.* : Cercetări privind influenţa curenţilor de frecvenţă ridicată asupra arcului electric de sudare, nr. 11, p. 655—660.

Ionescu, E. şi *Ivăneanu C.* : Un nou criteriu de apreciere a economicităţii autovehiculelor echipate cu motoare cu carburator, nr. 11, p. 664—666.

Barbul, V. şi *Müller, Z.* : Criterii pentru alegerea dimensiunii şi a formei optime a containerelor şi a paletelor-lăzi utilizabile în industria construcţiilor de maşini, nr. 11, p. 666—671.

Dumitrescu, A Concepţii noi în lansarea navelor maritime mari, nr. 12, p. 697—702.

Vasiliu, Ch. : Elemente de calcul cu privire la organele de distribuţie ale semănătorilor centrifugale, nr. 12, p. 702—707.

Băţagă, N. : Influenţa unor factori ai regimului de funcţionare asupra procesului de injecţie la motorul D—103, nr. 12, p. 715—720.

Wanyorek, C. : Teoria modului de lucru ştiinţific şi utilitatea aplicării lui în industrie, nr. 12, p. 731—737.

Ivan, D.: Contribuţii la determinarea rezistenţei la oboseală, nr. 12, p. 738—840.

TEHNOLOGIE

Guja, N. : Realizarea danturii cuţitelor-roată pe maşina de rectificat danturi ZSWZ 315, nr. 1, p. 37—41.

Moţoiu, R. : Oportunitatea automatizării controlului dimensional, nr. 1, p. 45—48.

Dumitriu, N. : Folosirea dispozitivelor vibratoare în diferite procese tehnologice în scopul îmbunătăţirii condiţiilor de muncă, nr. 2, p. 84—87.

Sgrumala, M., *Ciucă, C.* şi *Razem, C.* : Studiul comportării oţelului 09G2 în timpul prelucrării prin îndoire la rece, nr. 2, p. 87—93.

Dumitrescu, M. : Sudarea barelor groase de aluminiu, nr. 2, p. 107—112.

Pridvornic, M. : Asupra utilizării fitingurilor asamblate prin sudură la conductele de înaltă presiune, nr. 2, p. 113—116.

Kiss, E., *Sălcudean, M.* şi *Sălcundean, Gh.* : Unele probleme în legătură cu dispozitivele de prindere pe strungurile automate, nr. 3, p. 163—168.

Negrea, B. : Centrarea capului de distribuţie de la turbinele hidraulice verticale de tip Kaplan, nr. 4, p. 225—228.

Iordache, Gh. : Utilizări ale titanului în tehnica actuală în domeniul utilajului chimic, nr. 4, p. 228—230.

Vasile, I. : Procedee şi materiale pentru încărcarea prin sudare a sculelor pentru prelucrarea metalelor, nr. 5, p. 293—299.

Sălcudean, M. şi *Sălcudean, Gh.* : Unele consideraţii asupra toleranţelor de execuţie ale îmbinărilor filetate acoperite galvanic, nr. 5, p. 300—306.

Tache, V. şi *Brăgaru, A.* Cu privire la aşezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte, nr. 6—7, p. 326—334.

Minciu, C. : Calculul analitic al broşelor ce lucrează prin generare, nr. 6—7, p. 335—340.

Epureanu, Al. şi *Constantin, E.* : Determinarea turaţiei economice la strunjirea prin copiere a arborilor în trepte, nr. 6—7, p. 341—346.

Băncilă, A. : Capete de frezat armate cu plăcuţe din carburi metalice. Soluţii moderne şi economice, nr. 6—7, p. 346—353.

Gavrilaş, I. şi *Maier, A.* : Netezirea suprafeţelor prin rulare, nr. 6—7, p. 353—357.

Saanen, E. van şi *Barzacovschi, Vl.* : Unele probleme ridicate de procedeele noi de finisare a roţilor dinţate cilindrice, nr. 6—7, p. 362—369.

Iliescu, C. şi *Tureac, I.* : Cercetări privind arcuirea pieselor în V obţinute din tablă, prin îndoire liberă, nr. 6—7, p. 369—374.

Deacu, L., *Magyarasy, I.* şi *Ştefănescu, C.* : Contribuţii la tehnica prelucrării prin vibroaşchiere, nr. 6—7, p. 399—406.

Nanu, A. şi *Popovici, V.* : Influenţa formei şi dimensiunilor electrozilor sculă şi piesă asupra productivităţii la debitarea electroerozivă anodomecanică, nr. 6—7, p. 407—410.

Mihăescu, C., *Muscan, Al.* şi *Muscan, R.* : Noi tipuri de corpuri cilindrice cu perete gros, nr. 8, p. 448—454.

Greavu, N. : Sudarea ţevilor de oţel carbon placate la interior cu cupru, alamă şi oţel inoxidabil, nr. 8, p. 459—465.

Echim, T. I. : Contribuţii la tăierea cu jet de plasmă a metalelor neferoase şi a oţelurilor inoxidabile, nr. 8, p. 468—472.

Ciucă, C. şi *Drugescu, El.* : Unele probleme ale procesului tehnologic de fabricare a cuţitelor de foarfece de dimensiuni mari din oţelul Tenax N, nr. 8, p. 473—480.

Sălăgean, Tr. : Cîmpul şi fluxul termic la sudarea cu arcul electric, nr. 9, p. 529—530.

Vlădescu, M. : Alegerea metodelor de calcul nedistructiv în industria construcţiilor de maşini, nr. 9, p. 536—542.

Popescu, I. : Contribuţii la asigurarea interschimbabilităţii pieselor filetate acoperite galvanic, nr. 10, p. 569—572.

Crişan, S. şi *Ivan, M.* : Prelucrarea electrolitică, o nouă metodă de prelucrare a metalelor, nr. 10, p. 583—586.

Ciucă, C., *Drugescu, El.* şi *Andronic, C.* : Unele aspecte ale sudării plăcuţelor de oţel rapid pe suport din oţel carbon, nr. 10, p. 586—591.

Drăghici, Gh. şi *Boangiu, Gh.* : Rectificarea interioară a inelelor de rulmenţi cu introducerea lichidului de răcire-ungere prin interiorul pietrei abrazive, nr. 10, p. 596—599.

Ruican, G. şi *Popescu, M.* : Îndoirea ţevilor de construcţie din oţel slab aliat cu mangan, nr. 10, p. 604—607.

Crişan, S. şi *Ivan, M.* : Găurirea, strunjirea şi debavurarea electrolitică, metode moderne de prelucrare a metalelor, nr. 11, p. 641—644.

Nichici, Al. : Contribuţie la determinarea regimurilor optime de prelucrare cu scîntei electrice în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate, nr. 11, p. 645—649.

Vasile, I. : Sudarea prin puncte topite sub flux în fabricaţia de maşini agricole, nr. 11, p. 660—664.

Năiculescu, P. : Alegerea procedeului de încărcare a conurilor sapelor de foraj, nr. 12, p. 707—711.

Oprea, N. şi *Hovnanian, V.* : Probleme tehnologice ale fabricaţiei arcurilor disc cu lamele pentru supapele automate, nr. 12, p. 711—715.

Suceveanu, Gh., *Iordăchescu, E.* şi *Radu, A.* : Controlul chimic, metodă ştiinţifică de reîmprospătare a băilor de cianurare a pieselor din oţel, nr. 12, p. 721—723.

Nichici, Al. : Influenţa materialului şi geometriei electrodului sculă asupra parametrilor de prelucrare cu scîntei electrice a pieselor din oţel C 120, nr. 12, p. 724—728.

Oprendek, Al. : Criterii pentru alegerea metodelor nedistructive în tehnica sudării, nr. 12, p. 729—731.

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Dumitrescu, A. : Criterii pentru stabilirea eficacităţii economice a investiţiilor în ramura construcţiilor de maşini, nr. 1, p. 18—24.

Croitoru, A. şi *Staicu, Fl.* : Realizări în modernizarea maşinilor-unelte la Uzina de pompe — Bucureşti, nr. 1, p. 42—45.

Simoca, Fr. : Unele aspecte caracteristice ale organizării fabricaţiei în cadrul diversificării producţiei de tractoare, nr. 3, p. 133—136.

Cosoroabă, V. şi *Kogălniceanu, E.* : Organizarea fabricaţiei în flux şi aplicarea metodei tehnologiei de grup la Uzina „Timpuri noi", nr. 5, p. 291—293.

Ciobanu, M. şi *Müller, Z.* : Problema gospodăririi aşchiilor metalice, nr. 6—7, p. 410—415.

Schächter, S. şi *Costake, N.* : Mecanizarea prelucării informaţiilor şi organizarea ştiinţifică a producţiei, nr. 8, p. 465—468.

Davideanu, N. şi *Dumitru, P.* : Aspecte privind folosirea mijloacelor de cointeresare materială a lucrătorilor de la fabrica de rulmenţi — Bîrlad, nr. 9, p. 542—546.

Dumitrescu, A. şi *Pînzaru, M.* : Mecanizarea transporturilor în uzinele constructoare de maşini, nr. 9, p. 547—551.

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

Schnabel, O. şi *Ştefan, I.* : Forme de semnalizare vizuală a pericolelor în industrie, nr. 3, p. 168—170.

Voicu, V. şi *Casian, E.* : Metode de ventilare pentru combaterea nocivităţilor de la sudarea electrică, nr. 8, p. 489—491.

Voicu, V. şi *Cursaru, I.* : Studiul eficacităţii bateriilor de multicicloane folosite în instalaţii de desprăfuire a aerului, nr. 9, p. 552—555.

DOCUMENTARE

Nr. 1, p. 50—52 ; *nr. 2*, p. 117—121 ; *nr. 3*, p. 177—180 ; *nr. 4*, p. 231—237 ; *nr. 5*, p. 306—310 ; *nr. 6—7*, p. 422—429 ; *nr. 8*, p. 492—496 ; *nr. 9*, p. 555—558 ; *nr. 10*, p. 608—615 ; *nr. 11*, p. 672—679 ; *nr. 12*, p. 741—750.

RECENZII

Nr. 1, p. 52—60 ; *nr. 2*, p. 122 ; *nr. 3*, p. 181—183 ; *nr. 4*, p. 237—242 ; *nr. 5*, p. 311 ; *nr. 6—7*, p. 430—434 ; *nr. 8*, p. 496—497 ; *nr. 9*, p. 558—560 ; *nr. 10*, p. 611—614 ; *nr. 11*, p. 679—683.

CRONICĂ

Nr. 1, p. 60—64 ; *nr. 3*, p. 183—184 ; *nr. 4*, p. 242—246 ; *nr. 6—7*, p. 434—436 ; *nr. 8*, p. 498—501 ; *nr. 9*, p. 560—561 ; *nr. 10*, p. 614—617 ; *nr. 11*, p. 683—687 ; *nr. 12*, p. 750—752.

REVISTA REVISTELOR

Nr. 1, p. 64 ; *nr. 2*, p. 123—124 ; *nr. 4*, p. 246 ; *nr. 6—7*, p. 436—438 ; *nr. 9*, p. 561 ; *nr. 10*, p. 617 ; *nr. 11*, p.687—688.

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

A

Abăităncei, D. : nr. 1, p. 3—6 ; nr. 11, p. 633—640.
Andronic, C. : nr. 10, p. 586—591.

B

Balekics, M. : nr. 10, p. 573—579.
Barbul, V. : nr. 11, p. 666—671.
Barzacovschi, Vl. : nr. 6—7, p. 362—369.
Bär, F. : nr. 4, p. 219—222.
Bădescu, Gh. : nr. 4, p. 185—194.
Băncilă, A. : nr. 6—7, p. 346—353.
Băţagă, N. : nr. 12, p. 715—720.
Belous, V. : nr. 6—7, p. 375—381.
Bernath, Al. : nr. 2, p. 65—75.
Boangiu, Gh. : nr. 10, p 596—599.
Boboescu, N. : nr. 1, p. 24—28.
Bozan, Gh. : nr. 1, p. 24—28.
Brăgaru, A. : nr. 4, p. 185—194 ; nr. 6—7, p. 326—334.
Budu, T. — nr. 11, p. 633—640.

C

Casian, E. : nr. 8, p. 489—491.
Caşler, Gh. : nr. 6—7, p. 375—381.
Caţi, A. : nr. 5, p. 249—254.
Ceauşescu, N. : nr. 6—7, p. 313—318.
Cigan, L. : nr. 6—7, p. 416—421.
Ciobanu, M. nr. 6—7, p. 410—415.
Ciubotaru, I. : nr. 11, p. 633—640.
Ciucă, C. : nr. 2, p. 87—93 ; nr. 8, p. 473—480 ; nr. 10, p. 586—591.
Cîrdu, M. : nr. 2, p. 93—101.
Constantin, E. : nr. 6—7, p. 341—346.
Cosoroabă, V. : nr. 5, p. 291—293 ; nr. 9, p. 530—533.
Costake, N. : nr. 8, p. 465—468.
Crişan, S. : nr. 10, p. 583—586 ; nr. 11, p. 641—644
Croitoru, A. : nr. 1, p. 42—45.
Crudu, M. : nr. 10, p. 573—579 şi p. 579—582.
Cursaru, I. : nr. 9, p. 552—555.

D

Davideanu, N. : nr. 9, p. 542—546.
Deacu, L. : nr. 6—7, p. 399—406.
Demian, Tr. : nr. 8, p. 444—448.
Dragu, D. : nr. 10, p. 591—595.
Drăghici, Gh. : nr. 10, p. 596—599.
Drugescu, El. : nr. 8, p. 473—480 ; nr. 10, p. 586—591.
Dudiţă, Fl. : nr. 1, p. 29—37.
Dumitrescu, A. : nr. 1, p. 18—24 ; nr. 9, p. 547—551 ; nr. 12, p. 697—702.
Dumitrescu, M. : nr. 2, p. 107—112.
Dumitriu, N. : nr. 2, p. 84—87.
Dumitru, P. : nr. 9, p. 542—546.

E

Echim, T. I. : nr. 8, p. 468—472.
Enache, Şt. : nr. 10, p. 591—595.
Epureanu, Al. : nr. 6—7, p. 341—346.

F

Ferencz, A. : nr. 3, p. 152—160.
Frîncu, T. : nr. 11, p. 633—640.

G

Gavrilaş, I. : nr. 6—7, p. 353—357.
Georgescu, Gh. : nr. 8, p. 484—489.
Greavu, N. : nr. 8, p. 459—465.
Guja, N. : nr. 1, p. 37—41.

H

Handra Luca V. T. : nr. 9, p. 533—535.
Hirao, O. : nr. 4, p. 195—204.
Horovitz, B. : nr. 2, p. 65—75 ; nr. 6—7, p. 382—394 ; nr. 10, p. 573—579.
Hovnanian, V. : nr. 12, p. 711—715.
Hrelescu, M. : nr. 4, p. 219—222.
Hunker, T. : nr. 5, p. 275—283.

I

Iliescu, C. : nr. 6—7, p. 369—374.
Ionescu, E. : nr. 11, p. 664—666.
Iordache, Gh. : nr. 4, p. 228—230.
Iordăchescu, E. : nr. 12, p. 721—723.
Ivan, D. : nr. 12, p. 738—740.
Ivan, M. : nr. 10, p. 583—586 ; nr. 11, p. 641—644.
Ivăneanu, C. : nr. 11, p. 664—666.

K

Kiss, E. : nr. 3, p. 163—168.
Kogălniceanu, E. : nr. 5, p. 291—293.
Kovacs, Fr. : nr. 6—7, p. 382—394.
König, H. : nr. 3, p. 160—163.
Krpan, Dr. : nr. 5, p. 264—275.

L

Leonte, A. : nr. 10, p. 599–604.
Lipovan, L. : nr. 4, p. 214–219.

M

Magyarosy, I. : nr. 6–7, p. 399–406.
Maier, A. : nr. 6–7, p. 353–357.
Marinescu, M. : nr. 1, p. 1–2 ; nr. 6–7, p. 323–325.
Maroş, D. : nr. 5, p. 283–291.
Mărdărescu, R. : nr. 1, p. 3–6.
Mihăescu, C. : nr. 8, p. 448–454.
Minciu, C. : nr. 6–7, p. 335–340.
Mlădinescu, T. : nr. 9, p. 523–528.
Moga, Al. : nr. 8, p. 441–443.
Moneanu, Ch. : nr. 2, p. 101–106.
Moţoiu, R. : nr. 1, p. 45–48.
Muscan, Al. : nr. 8, p. 448–454.
Muscan, R. : nr. 8, p. 448–454.
Müller, Z. : nr. 6–7, p. 410–415 ; nr. 11, p. 666–671.

N

Nagy, T. : nr. 11, p. 633–640.
Nanu, A. : nr. 6–7, p. 407–410.
Nădăşan, Şt. : nr. 3, p. 125–133.
Năiculescu, P. : nr. 12, p. 707–711.
Năstase, M. : nr. 8, p. 454–458.
Negrea, B. : nr. 4, p. 225–228.
Negrea, V. : nr. 1, p. 24–28.
Neguţ, L. : nr. 11, p. 650–654.
Nichici, Al. : nr. 11, p. 645–649 ; nr. 12, p. 724–729.

O

Onică, M. : nr. 8, p. 480–483.
Oprea, N. : nr. 9, p. 530–533 ; nr. 12, p. 711–715.
Oprendek, Al. : nr. 12, p. 729–731.
Orlandea, N. : nr. 5, p. 283–291.

P

Pavel, Al. : nr. 3, p. 137–149 ; nr. 4, p. 205–213 ; nr. 9, p. 510–515.
Pelecudi, Ch. : nr. 5, p. 275–283.
Peligrad, N. : nr. 9, p. 505–510.
Perju, D. : nr. 10, p. 573–579. şi p. 579–582.
Pimsner, V. : nr. 5, p. 260–264.
Pinzaru, M. : nr. 9, p. 547–551.
Popescu, I. : nr. 10, p. 569–572.
Popescu, M. : nr. 10, p. 604–607.
Popovici, D. : nr. 4, p. 214–219.
Popovici, V. : nr. 6–7, p. 407–410.
Postelnicescu, M. : nr. 1, p. 7–13.
Pridvornic, M. : nr. 2, p. 113–116.

R

Radu, A. : nr. 12, p. 721–723.
Raţiu, M. : nr. 3, p. 125–133.
Razem, C. : nr. 2, p. 87–93.
Rener, Al. : nr. 6–7, p. 375–381.
Rohonyi, V. : nr. 3, p. 171–177.
Ruican, G. : nr. 10, p. 604–607.

S

Saanen, van E. : nr. 6–7, p. 362–369.
Sălăgean, C. : nr. 11, p. 633–640.
Sălăgean, Tr. : nr. 4, p. 219–222 ; nr. 9, p. 529–530.
Sălcudean, Gh. : nr. 3, p. 163–168 ; nr. 5, p. 300–306.
Sălcudean, M. : nr. 3, p. 163–168 ; nr. 5, p. 300–306.
Sîrbu, Gr. : nr. 2, p. 75–83.
Schächter, S. : nr. 8, p. 465–468.
Schnabel, O. : nr. 3, p. 168–170.
Segal, H. : nr. 2, p. 75–83.
Seleşteanu, Al. : nr. 5, p. 255–260.
Sgrumală, M. : nr. 2, p. 87–93.
Simen, A. : nr. 3, p. 160–163.
Simoca, Fr. : nr. 3, p. 133–136.
Sonea, I. : nr. 11, p. 655–660.
Sonea, P. : nr. 11, p. 655–660.
Soşea, I. : nr. 8, p. 480–483.
Sös, L. : nr. 2, p. 65–75
Staicu, Fl. : nr. 1, p. 42–45.
Stambuleanu, A. : nr. 4, p. 195–204.
Stan, A. : nr. 1, p. 13–17.
Suceveanu, Gh. : nr. 12, p. 721–723.

Ş

Ştefan, I. : nr. 3, p. 168–170.
Ştefănescu, C. : nr. 6–7, p. 399–406.

T

Tache, V. : nr. 4, p. 185–194 ; nr. 6–7, p. 326–334.
Truică, N. : nr. 4, p. 222–224.
Tudor, D. : nr. 8, p. 444–448.
Tureac, I. : nr. 6–7, p. 369–374.
Turle, Gh. : nr. 3, p. 149–154.

V

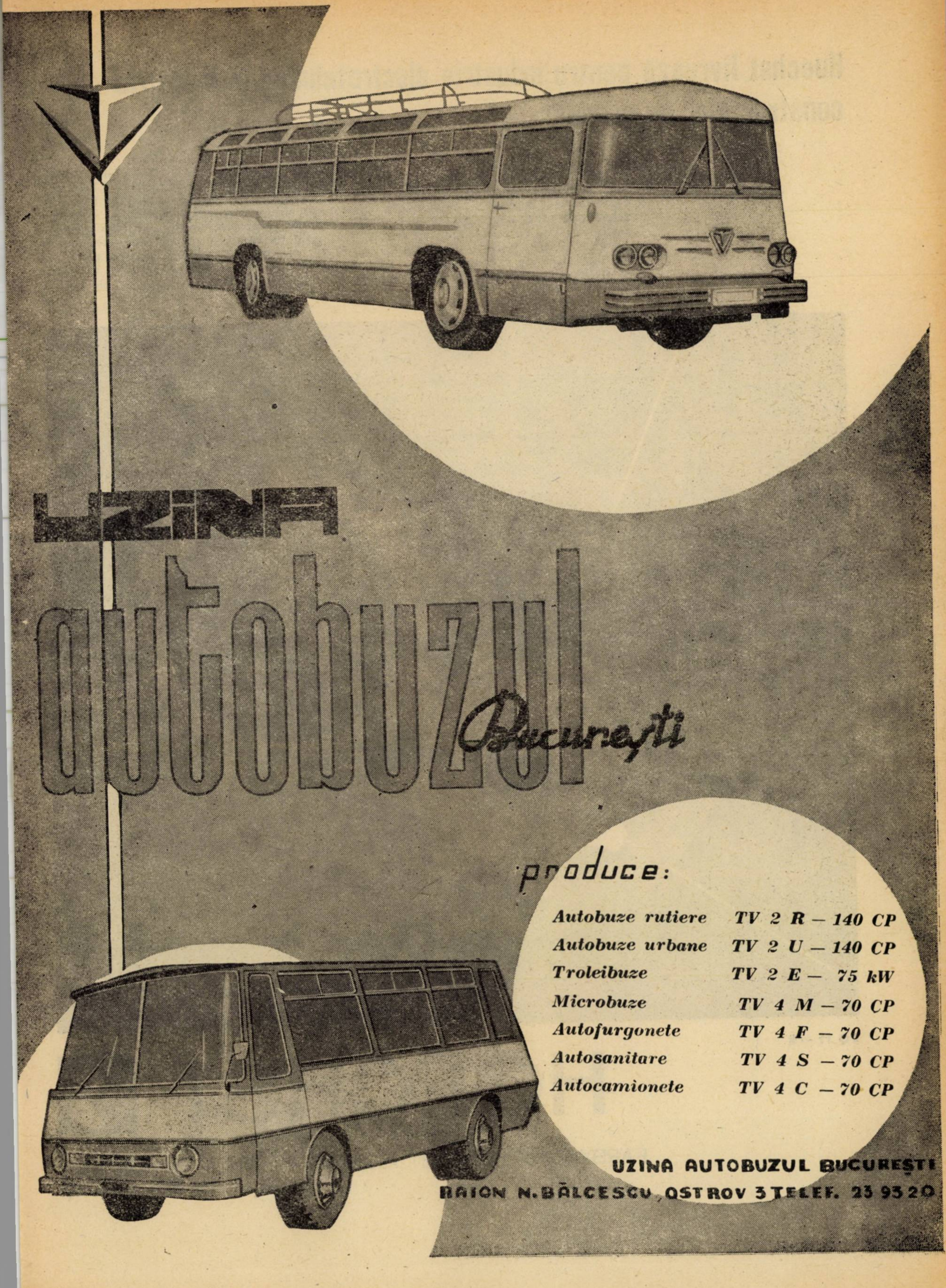
Vas, Al. : nr. 4, p. 214–219.
Vasile, I. : nr. 5, p. 293–299 ; nr. 11, p. 660–664.
Vasiliu, Ch. : nr. 11, p. 650–654 ; nr. 12, p. 702–707.
Vlad, Al. : nr. 6–7, p. 358–362.
Vlădescu, M. : nr. 9, p. 536–542.

W

Voicu, V. : nr. 8, p. 489–491 ; nr. 9, p. 552–555.
Wanyorek, C. : nr. 12, p. 731–737.

Z

Zgură, Gh. : nr. 6–7, p. 395–399 ; nr. 9, p. 516–523.



UZINA

autobuzul

București

produce:

Autobuze rutiere	*TV 2 R – 140 CP*
Autobuze urbane	*TV 2 U – 140 CP*
Troleibuze	*TV 2 E – 75 kW*
Microbuze	*TV 4 M – 70 CP*
Autofurgonete	*TV 4 F – 70 CP*
Autosanitare	*TV 4 S – 70 CP*
Autocamionete	*TV 4 C – 70 CP*

UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI
RAION N. BĂLCESCU, OSTROV 3 TELEF. 23 93 20

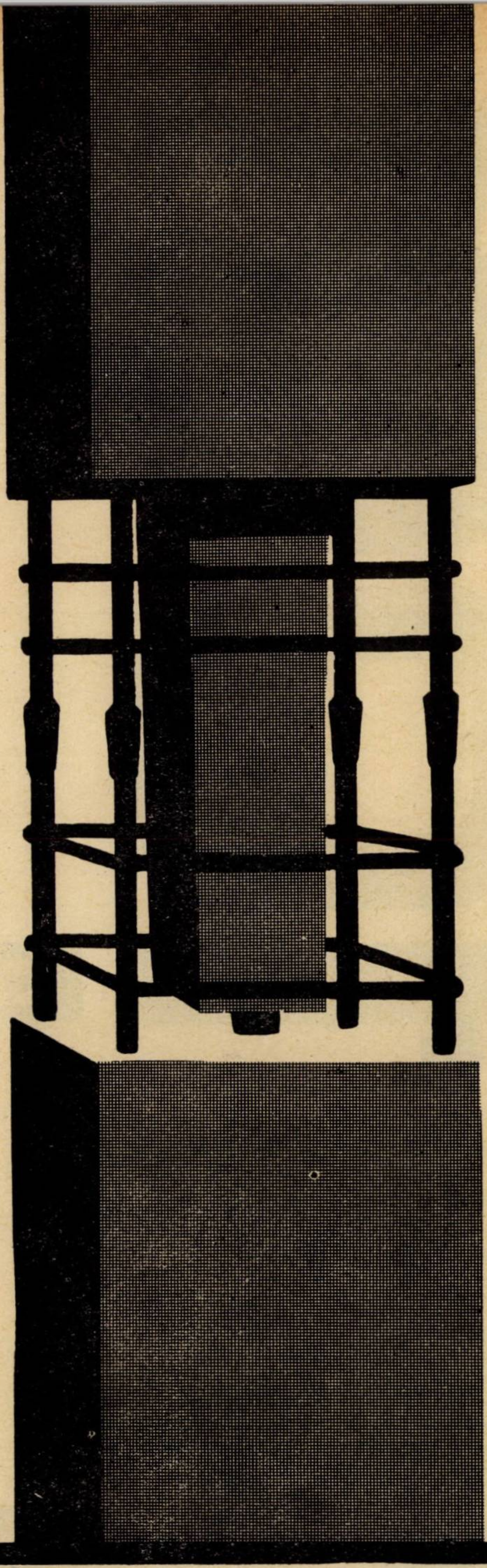
Hoechst livrează pentru industria electrotehnică și industria construcţiilor de mașini:

Materiale izolatoare, materiale plastice pentru confecționarea pieselor de mașini și aparate, materiale de acoperire pentru metale, material rezistent la frig ® **FRIGEN** pentru toate felurile de instalații frigorifice sau de condiționare, materiale **FRIGEN 11 S** pentru fabricarea materialelor expandate din poliuretan (frigorifere, instalaţii frigorifice etc.), ceară **HOECHST**, **TREVIRA** de mare rezistență pentru fabricarea țesăturilor și cordului, pentru curele trapezoidale, benzi transportoare etc., negru de fum pentru baterii uscate, plăci dure din clorură de polivinil pentru garnituri de siguranță, de exemplu pentru tuburi electronice etc., hîrtie heliografică **OZALID** și heliografe **OZALID** pentru orice fel de lucrări de acest gen, grafit electric și cărbune refractar dur, electrozi de grafit, electrozi de cărbune, anozi de cărbune.

RO 11 — R

HOECHST

FARBWERKE HOECHST A.G. FRANKFURT/M — HOECHST
REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ



Sudarea aluminotermică a oţelului-beton

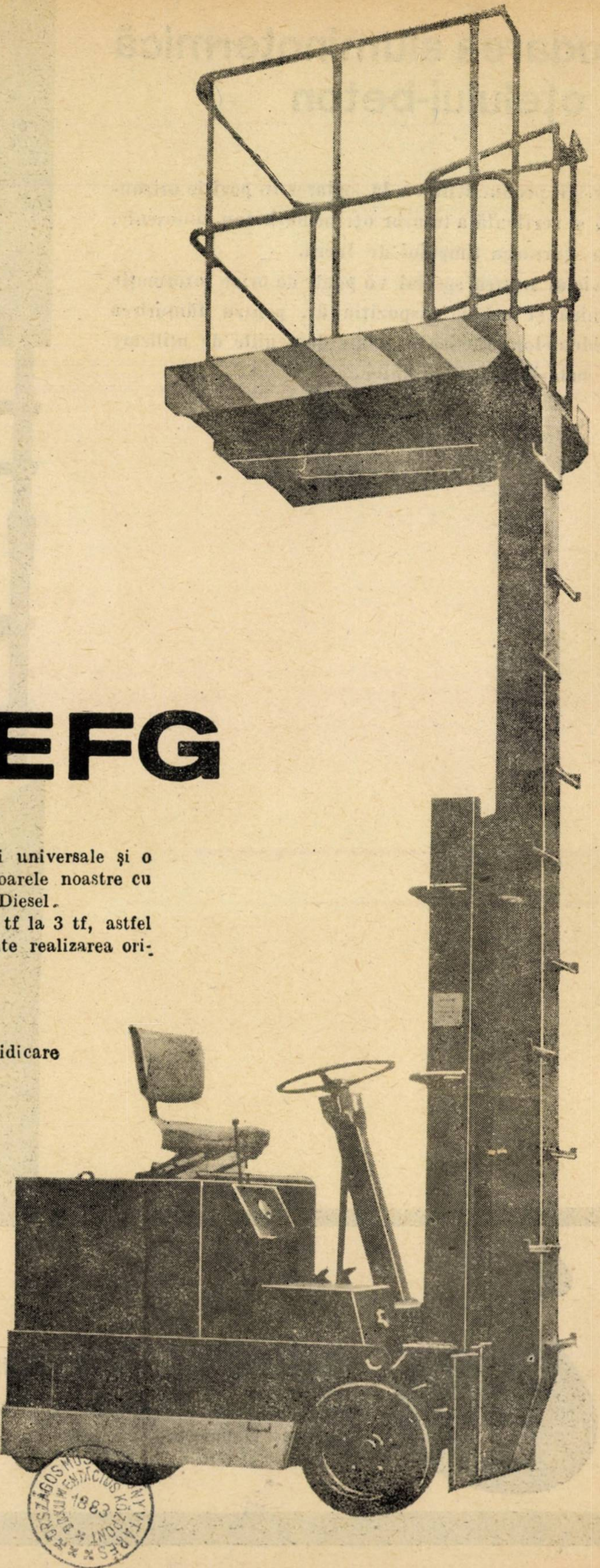
măreşte productivitatea la sudarea în poziţie orizontală şi verticală a tuturor oţelurilor-beton cunoscute, prin scurtarea timpului de lucru.
Serviciul nostru special vă poate da orice informaţie tehnică şi stă la dispoziţia dv. pentru lămurirea problemelor practice în toate domeniile de utilizare ale sudării aluminotermice.

A239

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA

Betriebsabteilung Ammendorf 4011 Halle/Saale, Schachtstrasse, 11
Republica Democrată Germană

1001 EFG



Un larg domeniu de utilizare, posibilităţi universale şi o mare forţă de ridicare prezintă stivuitoarele noastre cu furcă, prevăzute cu motor electric sau Diesel.

Capacitatea de ridicare variază de la 0,6 tf la 3 tf, astfel încît ridicătorul cu furcă normal permite realizarea oricărei operaţii obişnuite.

Electrostivuitorul cu furcă EFG 1001:
- — vehicul pe trei roţi cu instalaţie de ridicare hidraulică
- — baterie electrică pentru deplasare
- — bandaje pline din cauciuc
- — forţă de tracţiune 1 000 kgf
- — înălţimea de ridicare 3 200 mm.

Deutscher Innen — und Aussenhandel
MASCHINEN•EXPORT
108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană

Informaţii: Reprezentanţa Comercială
pe lîngă
Ambasada Republicii Democrate Germane în Republica Socialistă România
Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti,
telefon: 11.39.97

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

FABRICA DE RULMENŢI
BÎRLAD

Livrează

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

**rulmenţi
de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate.**

FRB

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

[illegible] APR 1

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43